



СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ НАЦИОНАЛЬНОЙ ГОРНОЙ АКАДЕМИИ УКРАИНЫ

№ 13
ТОМ 3

**Министерство образования и науки Украины
Национальная горная академия Украины**

**Сборник научных трудов
Национальной горной академии Украины**

**№ 13
Том 3**

Дніпропетровськ
Видавництво «Навчальна книга»
2002

Збірник друкується за рішенням вченої ради НГА України
(протокол № 29 від 02.10.2001 р.)

В сборнике приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по различным аспектам горно-металлургического комплекса, рассмотрены проблемы открытой и подземной разработки месторождений полезных ископаемых, охраны труда и безопасности работ на горных предприятиях, проблемы экологии, маркшейдерии, геологии, геоинформатики, электроснабжения и автоматизации производственных процессов в горной и металлургической промышленности, освещены вопросы эксплуатации горно-транспортного оборудования на шахтах, рудниках и карьерах.

Материалы сборника предназначены для научных и инженерно-технических работников, специализирующихся в горно-металлургической области.

Збірник наукових праць Національної гірничої академії України. – Дніпропетровськ: Видавництво "Навчальна книга", 2002.–№ 13, Т.3.–249 с.

ISBN 966–7056–

У збірнику подано результати теоретичних та експериментальних досліджень з різних аспектів гірничо-металургійного комплексу, розглянуто проблеми відкритої і підземної розробки родовищ корисних копалин, охорони праці і безпеки робіт на гірничих підприємствах, проблеми екології, маркшейдерії, геології, геоінформатики, електропостачання й автоматизації виробничих процесів у гірничій і металургійній промисловості, висвітлено питання експлуатації гірничо-транспортного устаткування на шахтах, рудниках та кар'єрах.

Матеріали збірника призначені для наукових та інженерно-технічних працівників, які спеціалізуються в гірничо-металургійній галузі.

УДК 622 (06)

Редакционный Совет сборника:

акад. НАН Украины, д.т.н., проф. Г.Г. Пивняк
д.т.н., проф. П. И. Пилов
д.т.н., проф. В. И. Бондаренко
д.т.н., проф. А. Н. Шашенко
к.т.н. А.Ф. Косолапов

Редакция:

редактор - д.т.н., с.н.с. А. В. Зберовский
зам. редактора - д.т.н., проф. С.Ф Власов
зам. редактора - к. т.н., доц. В. В. Ишков
отв. секретарь - м.н.с. В. В. Задорнова

Экспертно-редакционная коллегия:

Открытая разработка МПИ

Дриженко А. Ю. - д.т.н., проф.
Гуменик И. Л. - д.т.н., проф.
Крысин Р. С. - д.т.н., проф.
Прокопенко В. И. - д.т.н., проф.
Шпортько В. П. - д.т.н., проф.

Обогащение полезных ископаемых

Пилов П. И. - д.т.н., проф.
Младецкий И. К. - д.т.н., проф.
Полулях А. Д. - д.т.н., проф.
Туркенич А. М. - д.т.н., проф.
Франчук В. П. - д.т.н., проф.

Техногенная безопасность страны

Зберовский А. В. - д.т.н., с.н.с.
Шапарь А.Г. - д.т.н., проф.
Бойко В.А. - д.т.н., проф.
Кременчуцкий Н. Ф. - д.т.н., проф.
Доброгорский Н. А. - д.г.-м.н., проф.

Подземная разработка МПИ

Бондаренко В. И. - д.т.н., проф.
Колоколов О. В. - д.т.н., проф.
Кузьменко А. М. - д.т.н., проф.
Рахутин В. С. - д.т.н., проф.
Бузило В. И. - д.т.н., проф.

Физ. процессы горного производства

Власов С. Ф. - д.т.н., проф.
Москалев А. Н. - д.т.н., проф.
Садовенко И. А. - д.т.н., проф.
Шашенко А. М. - д.т.н., проф.
Ширин Л. Н. - д.т.н., проф.

Маркшейдерия

Парчевский Л. Я. - д.т.н., проф.
Четверик М. С. - д.т.н., проф.
Халимендик Ю.М.- д.т.н., проф.
Шашенко А. Н. - д.т.н., проф.
Петрук Е.Г. - д.т.н., проф.

Шахтное и подземное строительство

Шашенко А. Н. - д.т.н., проф.
Пономаренко П. И. - д.т.н., проф.
Роечко А. Н. - д.т.н., проф.
Максимов А. П. - д.т.н., проф.
Соболев В. В. - д.т.н., проф.

Механика тел, грунтов и горных пород

Садовенко И. А. - д.т.н., проф.
Бондаренко В. И. - д.т.н., проф.
Шашенко А. Н. - д.т.н., проф.
Власов С. Ф. - д.т.н., проф.
Новикова Л. В. - д.т.н., проф.

Геология металлических и неметаллических полезных ископаемых

Орлинская О. В. - д.геол.н., проф.
Кравченко В. М. - д.г.-м.н., проф.
Нагорный В. Н. - д.г.-м.н., проф.
Нагорный Ю. Н. - д.г.-м.н., проф.
Додатко А. Д. - д.г.-м.н., проф.

Геология твердых горючих ископаемых

Нагорный Ю. Н. - д.г.-м.н., проф.
Доброгорский А. Н. - д.г.-м.н., проф.
Нагорный В. Н. - д.г.-м.н., проф.
Додатко А. Д. - д.г.-м.н., проф.
Орлинская О. В. - д.геол.н., проф.

Геофизика

Тяпкин К. Ф. - чл.-корр., д.г.-м.н., проф.
Бусыгин Б. С. - д.т.н., проф.
Денисюк Р. П. - д. геол.н., проф.
Додатко А. Д. - д.г.-м.н., проф.
Орлинская О. В. - д.геол.н., проф.

Динамика и прочность машин

Самуся В.И. - д.т.н., проф.
Блохин С. Е. - д.т.н., проф.
Заболотный К. С. - д.т.н., проф.
Франчук В. П. - д.т.н., проф.
Ропай В. А. - д.т.н., проф.

Горные машины

Франчук В. П. - д.т.н., проф.
Симанович Г. А. - д.т.н., проф.
Ширин Л. Н. - д.т.н., проф.
Биличенко Н. Я. - д.т.н., проф.
Самуся В. И. - д.т.н., проф.

Бурение скважин

Кожевников А. А. - д.т.н., доц.
Максимов А. П. - д.т.н., проф.
Москалев А. Н. - д.т.н., проф.
Симанович Г. А. - д.т.н., проф.
Франчук В. П. - д.т.н., проф.

Электротехнические комплексы и системы

Пивняк Г. Г. - акад., д.т.н., проф.
Шкрабец Ф. П. - д.т.н., проф.
Новицкий И. В. - д.т.н., проф.
Выпанасенко С. И. - д.т.н., проф.
Слесарев В. В. - д.т.н., проф.

Автоматизация технологических процессов

Ткачев В. В. - д.т.н., проф.
Кузнецов Г.В. - д.т.н., проф.
Коба А.С. - д.т.н., проф.
Кочура Е. В. - д.т.н., проф.
Слесарев В. В. - д.т.н., проф.

Охрана труда

Голинько В. И. - д.т.н., проф.
Бойко В. А. - д.т.н., проф.
Кременчуцкий Н. Ф. - д.т.н., проф.
Зберовский А. В. - д.т.н., с.н.с.
Шкрабец Ф.П. - д.т.н., проф.

Адрес редакции:

49600, Днепропетровск, пр. К. Маркса, 19,
НГАУ

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Колобов Г.А., Бредихин В.Н., Мирович И.Э., Козловский К.П. Применение отбойно-воздушной сепарации стружки цветных металлов для обеспечения стабильной работы центрифуг	5
2. Веренев В.В. Инженерная методика выбора оптимальных конструктивных параметров линии привода прокатного стана	9
3. Черевик Ю.И., Вышинский В.Т. Исследование существующих и создание главного привода стана холодной прокатки труб с улучшенными динамическими характеристиками	12
4. Крот П.В. Параметрические колебания в прокатных станах	15
5. Малашенко В.О., Сороківський О.І., Куновський Г.П., Малашенко В.В. Вплив геометричних параметрів підймальних механізмів на частоти коливань жорсткої високої споруди	21
6. Биличенко Г.Н., Белодеденко С.В., Ли Юн Цзинь Особенности применения механики разрушения для обеспечения безопасности конструкций горно-металлургического комплекса	24
7. Дидык Р.П., Лоскутов Д.В. Модифицирование поверхности деталей машин и механизмов	28
8. Замыцкий О.В. Моделирование характеристик центробежных турбомашин	33
9. Королев П.П., Алтухов В.Н., Левченко Э.П. Разработка и исследование роторно-ударной дробилки	36
10. Ильин С.Р., Дворников В.И., Карцелин Е.Р. Программный комплекс “армирование шахтного ствола”	40
11. Дырда В.И., Овчаренко Ю.Н., Терещенко Н.В., Рыжков И.Е., Андрушевич А.В., Бондаренко Л.Н. Оптимизация соотношений между элементами кулачковых механизмов	44
12. Кийко А.И., Павленко А.П. Моделирование динамических процессов в системе «тяговый электродвигатель – колесная пара – рельсовый путь – противобоксовочная система»	47
13. Кулябко В.В., Давыдов И.И. Динамика сооружений (на подрабатываемых территориях с подвижными нагрузками) и сверхглубоких насосных установок	51
14. Кулябко Ю.В. Использование теории нелинейных виброизолированных систем при анализе колебаний и проектировании энергосберегающих машин и установок	57
15. Крупко В.Г., Койнаш В.А. Методика теоретических исследований нагрузок на опорно-ходовые элементы двухгусеничных машин	62
16. Кривошеков В.И., Андрущенко Т.Л. Технология тонкослойной гидросепарации и переработки ее продуктов	66
17. Носач А.К., Кольчик Е.И., Исаенков А.А. Влияние состава пород и степени метаморфизма на газопроницаемость выработанного пространства	70
18. Луцко Т.В., Мельник В.П., Югов А.М. О влиянии податливости элементов опорной части тяжелых стреловых рельсовых кранов типа СКР на вылет крюка при изменении массы груза на нем	72
19. Петров А.Г. Защита от взаимного заклинивания очистного комбайна и скребкового конвейера	72

20.	Корнеев С.В., Сафонов В.И. Поиск места заклинивания тягового органа скребкового конвейера с применением метода пробного пуска	75
21.	Корнеев С.В., Варченко Ю.Э., Сафонов В.И. Новый способ монтажного натяжения тягового органа забойных скребковых конвейеров	82
22.	Рагулина Т.В., Харитонов В.П. Высокопроизводительные системы очистки жидких сред в горно-металлургических переделах	85
23.	Хромов В.Г., Бохонский А.И., Хромов Е.В. Исследования фрикционных колебаний питающих катушек канатовьющих машин	88
24.	Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Човнюк Е.В. Методы расчета динамических нагрузок крановых металлоконструкций при пуске мостовых кранов: режим ударного нагружения системы в процессе подъема груза с основания «с подхватом».	91
25.	Костецька Н.Б., Ярошенко В.Ф. Шляхи забезпечення надійності підшипникових вузлів подрібнювачів граніту	99
26.	Кошик Ю.И., Недельский А.Г., Дятчин В.З. Опыт применения и перспективы развития вибрационных машин и механизмов на добыче и переработке полезных ископаемых	103
27.	Большаков В. И., Цапко В.К. Пути повышения надёжности и ремонтпригодности оборудования прокатных станов	107
28.	Сукач М.К. Модельные испытания агрегата сбора глубоководных ископаемых	112
29.	Самуся В.И., Кириченко Е.А., Воробьев В.И. Использование метода характеристик применительно к нестационарным задачам напорного гидротранспорта	116
30.	Заболотный К.С., Франчук В.В. Влияние девиации на напряженно-деформированное состояние футеровки барабанов шахтных подъемных машин	120
31.	Блохин Е.П., Коротенко М.Л., Рейдемейстер А.Г, Скалозуб В.В. Экстраполяционные методы оптимизации в задаче обеспечения устойчивости движения электровоза ДСЗ	123
32.	Дыченко А.С. Современные технологии определения распределения внутренних физических параметров в зависимости от геометрической формы тела	128
33.	Вакуленко И.А., Раздобреев В.Г., Перков О.Н., Куваев В.Н. Влияние холодной пластической деформации на свойства термоупрочненной низколегированной стали	135
34.	Добров И.В. Физическое моделирование процессов трения скольжения в поступательных парах трения	138
35.	Ярошенко В.Ф. Хвильові процеси в приводах з ланцюговими та пасовими передачами	144
36.	Сердюк А.А., Старченко Е.В., Калашников О.Ю. Определение напряженного состояния слоя груза крутонаклонного конвейера с прижимной лентой	149
37.	Биличенко Н.Я., Шаталов Р.М. О периодическом диагностировании состояния роликоопор ленточных конвейеров	153
38.	Таратута К.В. Моделирование процесса волочения с наложением низкочастотных колебаний на деформируемый металл	156
39.	Ясев А.Г. Конструктивно-технологические особенности деталей гидромашин	159
40.	Белоусова И.В., Ясев А.Г. Оценка целесообразности применения приспособлений	162
41.	Коротенко Л.М., Буряк М.В. Управління електронним документообігом та знаннями у вищому навчальному закладі	164

42. Блохин С.Е., Сердюк А.А., Литвин В.В. Повышение устойчивости шахтного локомотива при использовании упруго-диссипативного узла сочленения модуля и тележки	169
43. Зиборов А.П. К вопросу оценки экономической эффективности новой техники для морских горных предприятий	172
44. Сясев А.В. Формирование термомеханического состояния тел в процессе кристаллизации	175
45. Дидык Р.П., Вьюнник А.Н., Савченко Ю.В. К вопросу импульсного модифицирования гетерогенных систем	181
46. Бойко Н.Г. Повышение эффективности работы комплексно механизированных лав	185
47. Науменко Ю.В. Прогнозирование параметров вращательных режимов горизонтальных барабанных машин горно-металлургического комплекса	191
48. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Волощук В.В. Термоэлектрическое охлаждение барабанно-колодочных тормозов различных типов	196
49. Вольченко О.І., Криштопа С.І., Вольченко М.О., Сп'як М.А. Теплонавантаженість стрічково-колодкового гальма з обертальними фрикційними накладками бурових лебідок	202
50. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О., Пургал М.П. До методик розрахунку динамічної і теплової навантаженості різних типів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок	206
51. Федотьев Н.А., Золотарёв Г.Р., Федотьев А.Н. Применение легированного твёрдого сплава для обработки высокопрочных материалов	209
52. Шурыгин В.Д. Выявление путей повышения эффективности технологии производства добычных работ на карьерах вольногорского государственного горно-металлургического комбината	212
53. Сердюк А.А., Степаненко И.В. Долговечность упругого слоя секционной футеровки приводного барабана ленточного конвейера	214
54. Науменко Е.Г., Сальников А.С. Эксплуатационные свойства износостойких покрытий	217
55. Мямлин С.В. Зависимость динамических качеств порожних грузовых вагонов от технического состояния ходовых частей	220
56. Ильин С.Р. Взаимосвязь между дифференциальными параметрами профилей проводников жесткой армировки шахтных стволов и нарушениями плавности движения подъемных сосудов	233
57. Лагошный А.Ю., Матысина Н.В., Лагошная Е.А. Асимптотическое исследование колебаний круговой цилиндрической оболочки	229
58. Салов В.А., Сердюк В.А. Тормозная сила при наличии промежуточной среды секционного рельсового тормоза	233
59. Самуся В.И., Торба Е.П. Обоснование конструктивных параметров клетки для аварийно-спасательной подъемной установки	236
60. Півняк Г.Г., Салов В.О. Про педагогічні експерименти національного гірничого університету	238
61. Салов В.О. Формування навчальних книг	240
62. Гетьман Г.К. Определение массы карьерных поездов по нагреву тяговых двигателей	243

ПРИМЕНЕНИЕ ОТБойНО-ВОЗДУШНОЙ СЕПАРАЦИИ СТРУЖКИ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СТАБИЛЬНОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРИФУГ

Колобов Г.А.,

Запорожская государственная инженерная академия, Запорожье

Бредихин В.Н., Мирович И.Э., Козловский К.П.,

Донецкий государственный научно-исследовательский институт цветных металлов, Донецк

Показано, що застосування відбійно-повітряної сепарації стружки кольорових металів дає змогу знизити викиди шкідливих речовин в атмосферу при сушінні стружки і одержати метал високої якості, з найбільшим металургійним виходом.

It is shown that application of breaking-air separation of a shaving of nonferrous metals allows to lower emissions of harmful substances in an atmosphere at drying a shaving, and will allow to receive high quality metal, with the greatest metallurgical output.

Сырье, поступающее на предприятия вторичной цветной металлургии, в значительной степени представлено стружкой. Количество смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) на ее поверхности составляет примерно 20 %, содержание кусковых отходов в стружке – до 15%.

Прямой переплав такой стружки нецелесообразен, так как он сопровождается большими потерями металла за счет его окисления и загрязнением атмосферы продуктами сгорания СОЖ [1]. Поэтому стружку перед плавкой подвергают термическому обезжириванию, однако высокое содержание СОЖ в стружке приводит к неустойчивой работе сушильных установок в автоматическом режиме.

Перспективным методом стабилизации работы сушильных установок и повышения их производительности является предварительное удаление СОЖ в поле центробежных сил [2], [3]. Для стабильной работы центрифуг необходимо удалить кусковые отходы из стружки. С этой целью в ДонНИПИЦМ разработан отбойно-воздушный сепаратор (ОВС) (рис.1.). Выделение кусковых отходов в сепараторе происходит при совместном воздействии на исходный материал ротора и поперечного потока воздуха, приводящего к изменению траектории полета кусковых отходов и стружки.

Исследования работы сепаратора проведены на стружке сплавов на медной основе (латунь свинцовистая) с содержанием СОЖ 6-8%. По составу стружка на 90% представлена крупностью менее 10 мм, содержание кусковых отходов составляет 2-14%.

Первыми постановочными опытами установлены исходные конструктивные и технологические параметры сепарации: ротор диаметром 280 мм с 12 билами высотой 40мм и полукруглой верхней частью, угол наклона лотка вибропитателя 22°, угол наклона пластин жалюзи к горизонтали 45°, ширина окна на нагнетающем 150 мм, масса металла в брезентовой штормке – 900 г.

Оптимальный режим сепарации определяли по взаимодействию следующих факторов: скорости вращения ротора, положения (открытия) заслонки на всасывающем воздухопроводе, положения

регулятора между отсеками для кусков и стружки по отношению к оси ротора. Производительность сепаратора при исследованиях принята 5 т/ч, отклонение $\pm 5\%$, содержание кусковых отходов 5%. Отходы представлены латунными цилиндрами диаметром 28-30 мм длиной 53-62 мм. Масса цилиндров 310-320 г.

Пробу стружки массой 60 кг смешивали с кусковыми отходами массой 3,15 кг (10 цилиндров) и пропускали через сепаратор. Контрольное время прохождения пробы через сепаратор – 46 с. В установленном режиме сепарации пропускали по 3 пробы стружки с отходами и определяли среднее значение извлечения кусков из стружки.

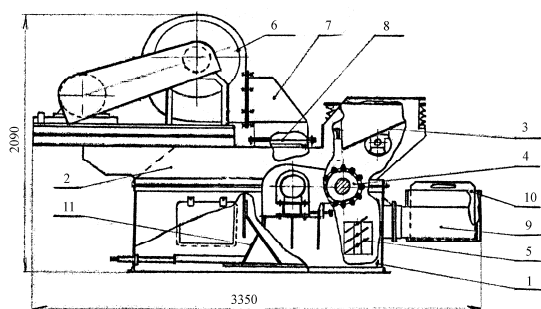


Рис. 1. Отбойно-воздушный сепаратор:
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – вибропитатель; 4 – ротор с билами; 5 – жалюзи; 6 – вентилятор; 7 – нагнетающий воздухопровод; 8 – решетка; 9 – всасывающий воздухопровод; 10 – заслонка; 11 – регулятор

Первая серия опытов проведена при положении (открытии) заслонки – 180 мм и положении регулятора 820 мм. Изменяемый параметр – частота вращения ротора (530-600-645 об/мин). Извлечение кусковых отходов в кусковый продукт составило 74-63%.

Третья серия опытов проведена при частоте вращения ротора – 600 об/мин и положении заслонки – 180 мм. Изменяемый параметр положения регулятора (720-820-920мм). Извлечение кусковых отходов в кусковый продукт составило 77-53%.

Полученные данные использовали при расчете и планировании полного факторного эксперимента (ПФЭ).

Оптимизируемая функция ОВС – извлечение кусковых отходов из стружки. Расчет выполнен в соответствии с методикой, приведенной в литературе [4].

Для повышения достоверности эксперимента увеличили число кусков в пробе до 40 шт. При массе одного куска 315 г масса кусков в пробе составила 12,6 кг; а масса стружки с которой смешивали куски увеличилась до 240 кг. Контрольное время прохождения пробы через сепаратор составило 182 с, отклонение ± 9 с.

В качестве факторов приняли:

x_1 - частота вращения ротора, об/мин;

x_2 - положение (открытие) заслонки на воздуховоде, мм;

x_3 - положение регулятора между отсеками для кускового продукта и сыпучей стружки (расстояние от оси ротора до верхнего края регулятора по горизонтали), мм.

По результатам предыдущих экспериментов принимаем следующий нулевой режим (базовый уровень):

$x_1 = 600$ об/мин; $x_2 = 180$ мм;

$x_3 = 820$ мм.

Выбираем следующие интервалы варьирования

$\Delta x_1 = (+45; -70)$, об/мин; $\Delta x_2 = 60$ мм;

$\Delta x_3 = 100$ мм.

Интервалы варьирования приняты такими, при которых заметно изменение хода процесса отделения кусков от стружки, но в то же время существенно процесс не нарушается (Табл. 1).

Таблица 1. План ПФЭ 2^3 и результаты опытов расчетов

№ опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	ε_1	ε_2	$\bar{\varepsilon}$	ε_n	$\Delta \varepsilon$
1	+	+	+	+	70	70	70	67,5	+2,5
2	+	-	+	+	57,5	62,5	60	61,25	-1,25
3	+	+	-	+	72,5	67,5	70	71,25	-1,25
4	+	-	-	+	67,5	62,5	65	65,0	0
5	+	+	+	-	72,5	77,5	75	70	-1,25
6	+	-	+	-	70,0	70,0	70	70,0	0
7	+	+	-	-	72,5	70,0	75	71,25	+1,25
8	+	-	-	-	77,5	72,5	75	73,75	+1,25

Опыты выполнены по два раза ($m = 2$) и получены две колонки извлечений ε_1 и ε_2 . Модель находим для средних значений $\bar{\varepsilon}$, которые найдены как среднее арифметическое.

Находим линейную модель для средних значений. Определяем коэффициенты уравнения:

$a_0 = 70,525$; $a_1 = +3,125$;

$a_2 = -1,875$; $a_3 = -4,375$.

Получена модель (в условиях единицах по факторам x_j)

$$\varepsilon = 70,625 + 3,125x_1 - 1,875x_2 - 4,375x_3$$

Для анализа модели находим погрешность воспроизводимости каждого опыта:

$$S_{b_1}^2 = 0; S_{b_2}^2 = 12,5; S_{b_3}^2 = 12,5;$$

$$S_{b_4}^2 = 12,5; S_{b_5}^2 = 12,5; S_{b_6}^2 = 0;$$

$$S_{b_7}^2 = 0; S_{b_8}^2 = 12,5.$$

Проверяем по критерию Кохрена равнозначность дисперсии $G_p = 0,2$.

Погрешность одного результата в эксперименте $\overline{S_b^2} = 7,81$; для средних значений $S_b^2 = 3,9$.

Отсюда $G_p = 1,976$.

Проверяем значимость коэффициентов модели $S_{aj} = 0,699$.

Находим предельно значимое значение коэффициентов

$$|a_j|_{пред} = t \cdot S_{aj} = 2,306 \cdot 0,699 = 1,61,$$

где $t = 2,306$; найден по таблице Стьюдента для 95%-ной вероятности при числе степеней свободы $f_b = 8$. Так как все коэффициенты модели по абсолютной величине больше 1,61, то все они значимы. Адекватность модели. Предсказываем по модели средний результат каждого опыта, для чего вместо x_j в модель подставляем соответствующие опыту значения (± 1) $\varepsilon_{n_1} = 67,5$; $\varepsilon_{n_2} = 61,25$; $\varepsilon_{n_3} = 71,25$; $\varepsilon_{n_4} = 65$; $\varepsilon_{n_5} = 76,25$; $\varepsilon_{n_6} = 70$; $\varepsilon_{n_7} = 80$; $\varepsilon_{n_8} = 73,75$.

В табл. 1 найдены погрешности предсказания $\Delta\varepsilon = \overline{\varepsilon_n} - \varepsilon_n$.

Число степеней свободы погрешности адекватности $f_{ad} = 5$.

Находим дисперсию неадекватности $S_{ad}^2 = 2,498$.

Остаточная дисперсия меньше дисперсии воспроизводимости, следовательно, не применяя критерий Фишера, можно утверждать, что модель адекватна.

Интерпретация модели. Судя по знакам при коэффициентах модели, извлечение кусков цветных сплавов из стружки увеличивается с увеличением частоты вращения ротора сепаратора и снижается с увеличением открытия заслонки на воздуховоде и увеличением расстояния от оси ротора до регулятора между отсеками стружки. В принятых диапазонах изменения рассматриваемых факторов, полученная модель полностью соответствует нашим априорным представлениям.

Оптимизация результатов.

Выбор лучшего решения в области экспериментирования. Так как мы стремимся к максимуму ε , то примем $x_1 = +1$; $x_2 = -1$; $x_3 = -1$. При этом получим ожидаемое значение $\varepsilon = 80$. Это соответствует опыту 7, в котором фактически полученные результаты 80; 80.

Однако, при лучшем режиме сепарации по выделению кусков происходит значительное попадание стружки в отсек кускового продукта (более 18% от исходного продукта), что неприемлемо. Поэтому провели дополнительные исследования.

На рис. 2 приведены зависимости содержания стружки в кусковом продукте от частоты вращения ротора и других параметров. Анализ зависимостей показывает, что для достижения допустимого уровня содержания стружки в кусковом продукте (порядка 2-2,5% от исходного), необходимо снизить частоту вращения ротора, увеличить открытие заслонки на воздуховоде и увеличить расстояние между регулятором и осью ротора.

На рис. 3 приведены зависимости содержания стружки и кусков в кусковом продукте от положения регулятора при сниженной до 600 об/мин частоте вращения ротора и полностью открытой заслонке (240 мм). Анализ этих зависимостей показывает, что при частоте вращения ротора 600 об/мин, полностью открытой заслонке (240 мм) и положении регулятора – 870 мм получены содержание стружки в кусковом продукте не более 2% от исходной и достаточное извлечение кусков в кусковый продукт – 65%. Этот режим работы принимаем за оптимальный.

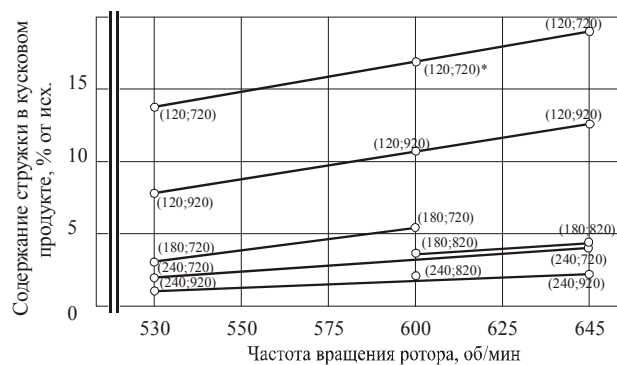


Рис. 2. Зависимости содержания стружки в кусковом продукте от частоты вращения ротора отбойно-воздушного сепаратора

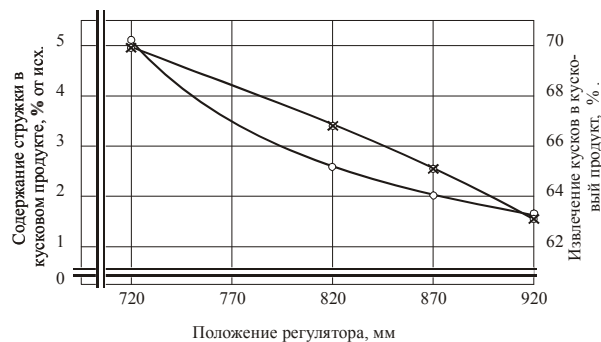


Рис. 3. Зависимости содержания стружки и кусков в кусковом продукте от положения регулятора отбойно-воздушного сепаратора

Результаты отбойно-воздушной сепарации стружки сплавов на медной основе по извлечению кусковых отходов различной формы в оптимальном режиме при производительности сепаратора 5 т/ч, показали, что лучше извлекаются кусковые отходы с примерно равными поперечными размерами (табл. 2).

Таблица 2. Результаты отбойно-воздушной сепарации стружки сплавов на медной основе с кусковыми отходами различной формы

№ п/п	Наименование кусков	Габариты, мм	Масса куска, г	Извлечение кусков в кусковый продукт, %
1	Кольца бронзовые большие	диаметр – 80 высота – 20	165-170	61
2	Кольца бронзовые маленькие	диаметр – 41 высота – 38	143-145	75
3	Стержни латунные (марки ЛС)	диаметр – 10-12 высота – 80-85	55-80	55

Применение ОВС дает возможность извлечь из стружки до 75% кусковых отходов, повысить стабильность работы центрифуг, что снизит выбросы вредных веществ в атмосферу при сушке стружки и позволит получить металл высокого качества, с наибольшим металлургическим выходом.

Библиографические ссылки:

1. Колобов Г.А., Бредихин В.Н., Чернобаев В.М. Сбор и обработка вторичного сырья цветных металлов: Учебник для вузов. – М.: Металлургия, 1992. – 288 с.
2. Афанасьев А.А. Обезжиривание металлической стружки в центробежном поле // Вестник машиностроения. – 1980. – №1. – С.54-56.
3. Минович И.Э., Колобов Г.А. Оптимизация процесса центрифугирования стружки цветных металлов // Теория и практика металлургии. – 1998. – № 3. – С.31-32.
4. Козин В.З. Экспериментальное моделирование и оптимизация процессов обогащения полезных ископаемых. – М.: Недра, 1984. – 112 с.

Рекомендовано к публикации д.т.н. В.П. Франчуком

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛИНИИ ПРИВОДА ПРОКАТНОГО СТАНА

Веренев В.В., Институт черной металлургии НАН Украины, Днепропетровск

Надається методика вибору оптимальних розмірів елементів ліній приводу прокатного стану з використанням аналітичних залежностей.

The method for rolling mill drive line elements optimal dimensions (length and diameter) design is developed based on analytical expressions.

Динамические процессы и перегрузки в оборудовании прокатных станов во многом зависят от частотной характеристики линии главного привода. Например, при захвате металла валками в большинстве клеток непрерывных широкополосных станов горячей прокатки наблюдаются биения момента сил упругости из-за близости двух низших собственных частот β_1 и β_2 . Чем ближе частоты, тем сильнее биения и тем больше ударные нагрузки и коэффициент динамичности K . При этом величина K в некоторых клетях достигает 4-5. В непрерывных полосовых станах холодной прокатки в ряде клеток отмечены интенсивные колебания момента сил упругости в установившемся режиме работы. Размах колебаний момента в 2-3 раза превышает статическую нагрузку. Их причина состоит в том, что в определенных диапазонах скоростей прокатки наступает совпадение частоты вращения опорных и рабочих валов соответственно с первой и второй собственной частотой колебаний линии привода. Здесь имеет место явно выраженное условие для резонансных колебаний. Очевидно, что в период проектирования не были предусмотрены конструктивные решения, направленные на то, чтобы избежать нежелательных динамических явлений.

Покажем, как на основании знания частотных свойств можно выбрать оптимальные параметры линии привода.

В работах [1-3] на основании теоретических исследований и экспериментальных данных, полученных для весьма ограниченного числа клеток, дается следующая в целом верная рекомендация: выбор конструктивных параметров линии привода необходимо производить таким образом, чтобы $\beta_2 / \beta_1 = n > 1,8-2$. В этом случае коэффициент динамичности становится меньше 2. Применение данной рекомендации в практике проектирования усложняется тем, что конструктор ввиду отсутствия соответствующей методики не знает, размеры каких элементов и насколько следует изменить, чтобы достичь требуемого условия для n . В связи с этим ставилась задача предложить достаточно простую инженерную методику, по которой конструктор мог бы выбирать оптимальные значения непосредственно длин и диаметров по крайней мере основных элементов линии привода.

Воспользуемся экспериментальной зависимостью коэффициента динамичности на моторном участке от n ; полученной в работе [4] для 17 клеток с редукторным приводом:

$$K(n) = a + b\sqrt{n^4 + 1} / (n^2 - 1) \quad (1)$$

где a и b - константы.

Здесь параметр n можно рассматривать в качестве показателя динамичности линии привода, по которому, используя (1) легко дать количественную оценку динамики. Поэтому целесообразно оптимизацию вести по величине n с учетом требования $n > 1,8-2$.

В то же время отношение частот n зависит только от конструктивных параметров. Поэтому его можно рассматривать как своеобразную свертку параметров линии привода - от конструктивных размеров до упруго-массовых величин расчетной схемы. Многомассовую крутильную линию привода прокатной клетки, содержащую редуктор, как правило, представляют в виде трехмассовой эквивалентной расчетной схемы: двигатель (Q_1) - редуктор (Q_2) - валковая система (Q_3) с приведенной к валкам жесткостью моторного C_{12} и шпиндельного C_{23} участков. Подобная система с достаточной точностью отображает две низшие частоты β_1 и β_2 и их отношение n . Определив β_1 и β_2 из известного характеристического уравнения, после некоторых преобразований получим следующую зависимость для $n(m)$:

$$n = \sqrt{[Z(1 \mp \sqrt{1 - 4m/Z}) - 1]} \quad (2)$$

где $m = C_{12}/C_{23}$ - отношение жесткостей двух участков; $Z = (S + Rm)^2$, S и R - зависят только от

Q_1, Q_2 , и Q_3 .

Исследование $n(m)$ на экстремум показало следующее. При некотором отношении жесткостей, равном

$$m_3 = (C_{12} / C_{23})_3 = (c + d) / d(1 + c)$$

отношение собственных частот принимает минимальное значение

$$n_{\min} = \sqrt{[1 + 2(d + \sqrt{d(1 + c)Z})] / c(1 + Z)}$$

где $c = Q_2 / Q_1$, $d = Q_3 / Q_1$, $Z = c + d$.

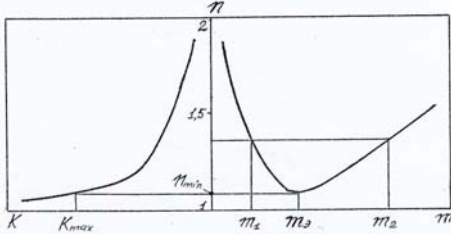


Рис. 1. Характерная зависимость $K(n)$ и $n(m)$

справа относительно m_3 (рис.1). Теперь становится очевидным, в каком направлении и насколько необходимо изменять жесткость каждого участка в отдельности или обоих вместе, чтобы уменьшить динамику.

Зададимся условием $K < K_z$, ограничивающим коэффициент динамичности некоторой наперед заданной величиной K_z . Значению K_z соответствует отношение частот n_z , определяемое из (1). Подставив n_z в выражение (2) и решив его относительно m , получим два значения m_1 и m_2 . Динамика системы не будет превышать заданную, т.е. $K < K_z$ или $n > n_z$, если выбрать отношение жесткостей или податливостей (e) моторного и шпиндельного участков в пределах $m_1 > C_{12}/C_{23} > m_2$ или $m_1 > e_{23}/e_{12} > m_2$. Это условие оптимальности параметров линии привода. Податливости e_{12} и e_{23} представляют собой сумму податливостей элементов, составляющих участки двигатель-редуктор и редуктор - валки. Вычлняя из них интересующие нас элементы, легко получить оптимальное соотношение их размеров. Для любого элемента, расположенного между двигателем и редуктором (р) или между редуктором и валками (к) имеем:

$$L_p / D_p^4 = (e_{23} - m e_{12}^0) i^2 / \chi m$$

$$L_k / D_k^4 = (-e_{23}^0 + m e_{12}) / \chi \quad (3)$$

где e_{12}^0, e_{23}^0 - податливость участков за вычетом податливости рассматриваемого элемента; i - передаточное отношение редуктора; χ - константа.

Рассмотрим (2) как функции $L/D^4 = f(m)$, определяют в принципе имеющиеся возможности уменьшения динамики путем выбора соотношений размеров того или иного элемента. Кривые на рис.2 дают представление о диапазоне оптимальных отношений L/D^4 (заштрихованы).

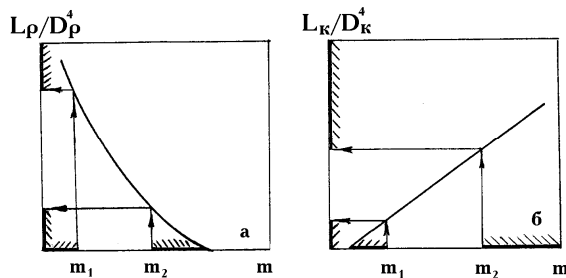


Рис. 2. Зависимость L/D^4 от m для элементов на моторном (м) и шпиндельном (ш) участках

Таким образом, при постоянных моментах инерции имеется неблагоприятное сочетание жесткостей C_{12} и C_{23} , при котором динамика системы максимальная. Поэтому на этапе проектирования, когда становятся известными моменты инерции основных элементов, необходимо определить положение точки m_3 с тем, чтобы предпринять меры для "увода" системы вправо или влево от нее.

Из вида кривой $n(m)$ устанавливаем существенный факт: одному значению n соответствуют две величины отношения жесткостей, лежащих слева и

Подставляя в (2) значения m_1 и m_2 , легко получить выражение для диаметра любого элемента в зависимости от его длины $D = f(L, m = m_{1,2})$.

Если учесть, что наибольший вклад в податливость линии привода вносят промежуточный вал (в) между двигателем и редуктором и тело универсальных шпинделей (ш), то целесообразно воспользоваться следующим соотношением для их оптимальных размеров:

$$L_{ш} / D_{ш}^4 = 2(m_{1,2}e_{12}^0 - e_{23}^0) + (2m_{1,2}/i^2)L_p / D_p^4$$

Графическое представление этой функции, с учетом ограничений на размеры L и D , показано на рис. 3, где Q_1 и Q_2 – области оптимальных соотношений L/D^4 для шпинделя и промежуточного вала.

Точка Φ соответствует фактическим размерам базового варианта линии привода. Очевидно, что большего эффекта оптимизации можно добиться за счет одновременного изменения размеров промежуточного вала и тела шпинделя. В конечном итоге конструктор получает в свое распоряжение целый ряд вариантов оптимальных размеров элементов линии привода.

Рассмотрим, как на основании анализа частотных свойств можно оптимизировать конструктивные параметры линии привода полосового стана холодной прокатки. Отмеченное выше условие совпадения частот имеет вид:

$$\omega_0 / \omega_p = \beta_2 / \beta_1 = D_0 / D_p$$

Диаметры D опорных (о) и рабочих (р) валков во всех клетях практически постоянны. Условие оптимизации конструктивных параметров получает вид:

$$\psi_1 D_o / D_p \geq \beta_2 / \beta_1 \geq \psi_2 D_o / D_p$$

где ψ_1, ψ_2 – константы, определяющие степень удаленности от резонанса. Раскрывая выражение для β_2/β_1 для трехмассовой системы получают m_1 и m_2 , а затем аналогичным образом выражение для оптимальных значений L/D^4 .

Расчеты показали, что практически для всех клетей действующих станов имеется возможность уменьшить динамику за счет выбора оптимальных или близких к ним размеров основных элементов, прежде всего валов.

Таким образом, путем анализа собственных частот можно выбрать оптимальные размеры конструктивных параметров главных линий прокатных станов, не прибегая к решению системы дифференциальных уравнений.

В ИЧМ НАН Украины разрабатывается программный комплекс "Поиск" (ПК "Поиск"), который предназначен для выбора оптимальных конструктивных параметров линии главного привода прокатной клетки с учетом технологических параметров прокатки при проектировании новых и реконструкции действующих станов.

В основу ПК положен системотехнический подход, учитывающий взаимодействие электро-механической системы линии привода и упругой системы клетки в взаимосвязи с технологическими параметрами прокатки. Используемые расчетно-аналитические методы базируются на обширных данных опытно-промышленных измерений динамических процессов в оборудовании главных линий клетей широкополосных, заготовочных и сортовых станов.

Программный комплекс "Поиск" является, по сути, подсистемой автоматизированного проектирования линии главного привода прокатной клетки и состоит из ряда блоков.

Достоинство ПК "Поиск" состоит в том, что пользователь оперирует в конечном итоге такими наглядными и необходимыми при конструировании параметрами, как длины и диаметры основных элементов линии привода.

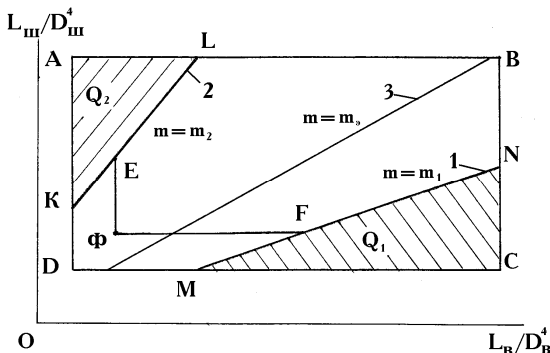


Рис. 3. Области оптимальных соотношений L/D^4 для шпинделя и промежуточного вала при условии $n > n_z$.

Предусмотрено несколько вариантов работы с ПК, основные из которых следующие:

1. Пользователь, задавая варианты своих конструктивных решений, получает их оценку по уровню динамических перегрузок.
2. Пользователь исследует влияние размеров отдельных элементов на динамику.
3. ПК ведет автоматизированный поиск оптимальных конструктивных вариантов линии на основе заданного базового.
4. При заданных конструктивных параметрах линии привода пользователь определяет уровень максимальных динамических нагрузок в зависимости от технологических параметров прокатки

(скорость, обжатие, марка стали, температура и др.).

Практическое использование ПК "Поиск" позволяет:

- снизить стоимость и сроки выполнения проектных работ;
- выбрать оптимальный вариант;
- повысить качество проектных решений;
- снизить металлоемкость отдельных элементов линии привода за счет оптимизации конструкции;
- повысить технический уровень и конкурентную способность создаваемых прокатных станов.

Библиографические ссылки

1. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. –К.: Наук. думка, 1986.– 288 с.
2. Голубенцев А.И. Интегральные методы в динамике.–К.: Техніка, 1967.–350 с.
3. Коцарь С.Л., Третьяков В.А., Цупров А.Н., Поляков Б.А. Динамика процессов прокатки. –М: Металлургия, 1997. 225 с.
4. Веренев В.В., Большаков В.И., Белобров Ю.Н., Бобух И.А./ Металлург. и горнорудная промышленность. –1999. –№1. – С.72 -75.

Рекомендовано к публикации д.т.н. В.П. Франчуком

УДК 621.774.37: 621.774.8

ИССЛЕДОВАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ И СОЗДАНИЕ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ С УЛУЧШЕННЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Черевик Ю.И., Вышинский В.Т.,

Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск

Виконано аналіз конструкцій і подано результати експериментальних досліджень існуючих головних приводів станів холодної прокатки труб (ХПТ). Показано, що збільшення надійності і довговічності устаткування цих станів можна домогтися шляхом поліпшення динамічних характеристик головних приводів у результаті усунення в них зайвих зв'язків і одностороннього додатка моменту, крутного від двигуна до ведучих коліс спареної зубчастої передачі. Приведено конструкцію головного приводу, що реалізує рішення поставленої задачі.

The analysis of constructions is carried out and the outcomes of experimental researches of existing principal drives of the cold rolling tube mills (ChPT-CPW) are reduced. It is pointed out, that the magnification of reliability and longevity of machinery these mills is possible to achieve by improving dynamic responses of principal drives as a result of removal in them of superfluous links and one-sided application of a torque from a drive to driving wheels of the coupled gear. The construction of a principal drive realising a solution of a delivered problem is reduced.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований главных приводов станов холодной прокатки труб (ХПТ) показали [1],[2],[3], что при форсировании их скоростных режимов работы в основных деталях и узлах их приводов возникают большие динамические нагрузки, во много раз превышающие расчётные, и поэтому долговечность их работы значительно ниже проектной.

Типичная схема такого привода приведена на рис.1. Ведомая масса 1 в нём приводится в движение от двигателя 2 через конический редуктор 3, спаренные ведущие зубчатые колёса 4 и 4¹, соединённые валом 5 кривошипные зубчатые колёса 6 и 6¹, соединённые валом 7, кривошипы 8 и 8¹ и шатуны 9 (правый) и 9¹(левый). Особенность конструкции такого привода заключается в том, что он представляет собой два замкнутых последовательно расположенных силовых контура (малый А-В-С-Д и большой Е-F-J-Н) с односторонним приложением крутящего момента к валу 5.

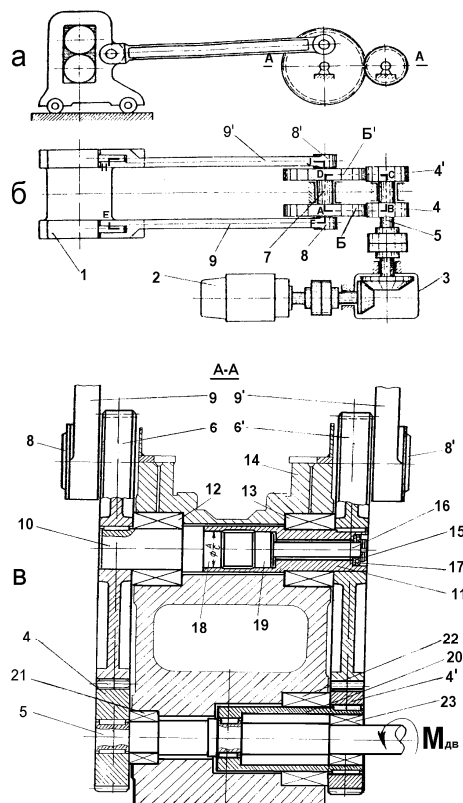


Рис.1. Главный привод станов холодной прокатки труб: а - фронтальная проекция; б - горизонтальная проекция; в - разрез по А-А

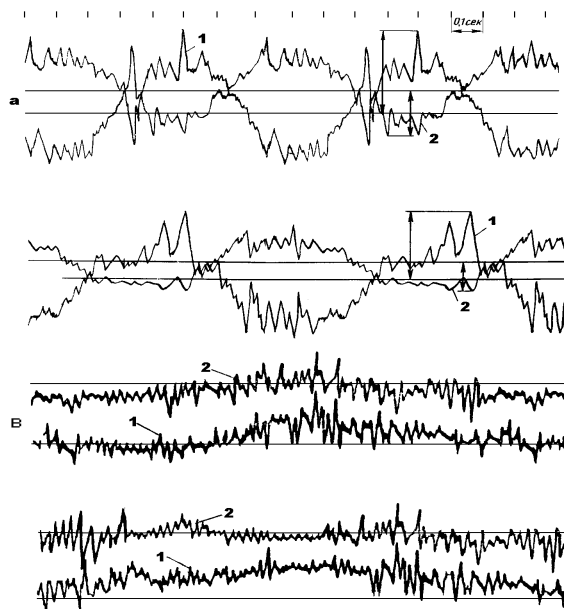


Рис.2. Законы изменения усилий в шатунах а,б - стана ХПТ-32 при холостом режиме работы и при наличии технологической нагрузки соответственно; в,г - то же стана ХПТ-55

экспериментальных данных показывает, что хотя нагрузка между шатунами станов ХПТ-32 и распределяется крайне неравномерно, но при этом она остаётся одного знака.

Изучение характера изменения усилий в шатунах стана ХПТ-55 (рис.2в) показало, что нагрузка

Малый контур (А-В-С-Д) формируется ведущими 4 и 4¹, кривошипными 6 и 6¹ колёсами и соединяющими их валами 5 и 7. Большой контур (Е-Г-И-Н) формируется кривошипными зубчатыми колёсами 6 и 6¹ с валом 7, кривошипами 8 и 8¹, шатунами 9 и 9¹ и ведомой массой 1. Замыкаются контуры между собой в единую силовую цепь, представляющую собой два параллельно работающих силовых потока, через кривошипные зубчатые колёса 6 и 6¹ с валом 7.

При одностороннем приложении крутящего момента от двигателя к спаренным ведущим зубчатым колёсам 4 и 4¹, из-за несимметричности деформации участков вала 5, оси кривошипов 8 и 8¹ смещаются друг относительно друга на некоторый переносный фазовый угол. Это приводит к неравномерному распределению нагрузки между шатунами. Величина этого угла также зависит от точности изготовления основных деталей и качества сборки узлов, жёсткости валов, степени износа зубчатых зацеплений и шарнирных соединений.

Наличие между силовыми контурами общей внутренней пассивной связи (вал 7) усиливает статическую неопределимость таких главных приводов и приводит к появлению и циркуляции в этих контурах избыточных пассивных энергий. Наличие этих энергий (в зависимости от их амплитудно-частотных характеристик) может дополнительно либо усиливать, либо ослаблять колебательные процессы, формирующиеся в общей пассивной связи, а, следовательно, и в шатунах. Таким образом, наличие внутренней пассивной связи между кривошипными зубчатыми колёсами усиливает статическую неопределимость привода и приводит к повышению неравномерности нагружения шатунов.

Реальные законы изменения усилий в шатунах, полученные в результате экспериментальных исследований некоторых, находящихся в эксплуатации станов ХПТ различных типоразмеров и имеющих описанный выше главный привод, приведены на рис.2. Запись усилий в шатунах производилась как при холостом режиме работы, так и при наличии технологической нагрузки. Анализ приведенных кривых показывает, что у стана ХПТ-32 как при холостом режиме работы (рис.2а), так и при наличии технологической нагрузки (рис.2б) напряжения в шатунах имеют явно выраженный динамический характер. Максимальные значения напряжений больше в правом шатуне как при прямом, так и обратном ходе, а коэффициент неравномерности нагружения при этом колеблется от 1,8 до 2,2 и более. При наличии технологической нагрузки (особенно при темпах работы, превышающих 70 двойных ходов клетки в минуту) характер изменения усилий в шатунах практически не изменяется. Статистическая обработка результатов полученных

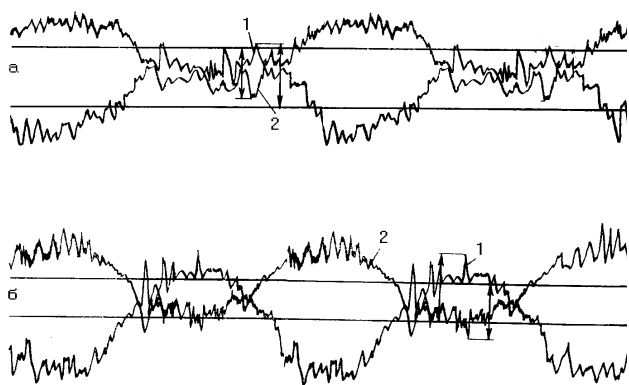


Рис.3. Законы изменения усилий в шатунах стана ХПТ-32 после модернизации: а – при холостом режиме работы; б – при наличии технологической нагрузки; 1 – шатун правый; 2 – шатун левый

ной особенностью таких главных приводов является наличие неравномерного распределения нагрузки между шатунами, причём, правый шатун, расположенный со стороны двигателя, у стан-нов всех типоразмеров нагружен больше левого. С увеличением типоразмера стана неравномер-ность нагружения шатунов повышается (коэффициент неравномерности нагружения возрастает до 3,5 и более), а также наблюдаются режимы работы, при которых усилия в шатунах имеют даже противоположные знаки. Такие режимы нагружения шатунов наблюдаются в результате односто-роннего приложения крутящего момента от двигателя к спаренным ведущим зубчатым колёсам 4 и 4¹ и наличия общей пассивной внутренней связи между параллельно работающими силовыми контурами, что приводит к ограничению быстроходности и снижению надёжности и долговечно-сти этих главных приводов.

Известно несколько технических решений, использование каждого из которых позволяет улучшить динамические характеристики рассматриваемых приводов. Так, для устранения вредно-го влияния пассивной внутренней связи в работе [4] предложено кривошипный вал выполнить из двух полуосей, связанных между собой телескопическим соединением, не ограничивающим их относительное вращение. Принципиальная схема устройства, исключающего одностороннее при-ложение крутящего момента от двигателя к быстроходным ведущим колёсам приведена в работе [5] .

Наиболее эффективно выравнивание нагрузок между шатунами можно достигнуть путём одно-временного устранения вредного влияния внутренней пассивной связи и одностороннего прило-жения крутящего момента. Практически осуществить это можно в том случае, если эта связь, вы-полняя функцию опоры, будет иметь нулевую жёсткость при кручении. Обобщив решения [4] и [5], после доработки конструкции, получим главный привод с улучшенной структурой (рис.1в), в котором вал 7 состоит из полуосей 10 и 11, установленных на подшипниках 12 и 13 в станине 14. Подвижное соединение полуосей между собой и ограничение их осевого перемещения осуществ-ляется при помощи гайки 15 через телескопический хвостовик 16 и упорный подшипник 17. Каж-дая полуось выполнена с двумя опорно-направляющими кольцевыми поясами 18 и 19. Такое ис-полнение кривошипного узла обеспечивает свободное относительное вращение зубчатых колёс 6 и 6¹ и легко вписывается в существующую конструкцию станины стана. В центральной части вала 5 жёстко закреплён стакан 20. Вал со стаканом и ведущими зубчатыми колёсами 4 и 4¹ установлен в станине 14 на подшипниках 21 и 22. Между валом 5 и стаканом 20 соосно с зубчатым колесом 4¹ установлен подшипник 23.

Выполнение быстроходного вала со стаканом, жёстко закреплённым в его центральной части, и установка зубчатого колеса 4 на валу, а колеса 4¹ на стакане приводит к тому, что крутящий мо-мент от двигателя прикладывается к валу в его центральной части, а затем разделяется на два па-раллельных силовых потока и через зубчатые колёса 4 и 4¹ одновременно передаётся кривошип-ным зубчатым колёсам 6 и 6¹. Простота конструкции этого решения позволила достаточно легко модернизировать кривошипный узел и внедрить её на существующем стане малого типоразмера.

между ними распределяется, в основном, так же как и в шатунах стана ХПТ-32. Однако, значение коэффициента неравномерности повышается и до-стигает величин 2,5...3,2 и более, а в определённые фазы движения клетки усилия в шатунах име-ют даже противоположные знаки (рис.2г).

Такая же зависимость нагружения шатунов наблюдается и для более тяжёлых стан-ов (ХПТ-75 и ХПТ-90), причём, коэффициент неравномерно-сти нагружения шатунов для них увеличивается и составляет 2,7...3,5 и более. Это говорит о том, что у средних и тяжёлых стан-ов ХПТ в опреде-лённые фазы движения клетки нагрузки от техно-логических сил и сил инерции воспринимаются фактически только одним шатуном.

Анализ и обобщение результатов эксперимен-тальных исследований показывает, что характер-

На рис.3 приведены осциллограммы усилий в шатунах стана ХПТ-32, полученные после модернизации кривошипного узла, как при наличии технологической нагрузки, так и без неё. Анализ полученных результатов показывает, что после изменения структуры главного привода произошло выравнивание нагрузки и коэффициент её неравномерности составил $1,3 \dots 1,5$. Амплитуда колебаний динамической составляющей также уменьшилась. Наличие или отсутствие технологической нагрузки на характер формирования усилий в шатунах и в этом случае практически не сказывается.

Динамические характеристики привода после приведенной модернизации улучшились потому, что у кривошипных шестерён появились дополнительные подвижности – возможность свободного относительного поворота. Существенное влияние на этот процесс оказала реализация возможности приложения силового воздействия от двигателя в центре быстроходного вала.

Библиографические ссылки

1. Назаренко А.И. Инженерный метод расчёта динамических усилий в главном приводе станов холодной прокатки труб // Труды ВНИИМЕТМАШ. – 1963.–№7.
2. Соколовский В.И. Динамика главного приводного механизма станов холодной прокатки труб // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1963.–№8.
3. Гриншпун М.И., Соколовский В.И. Станы холодной прокатки труб. –М.: Металлургия, 1967.– 267 с.
4. Исследование статически определимого привода клетки стана холодной прокатки труб / А.С.Ткаченко, Р.П. Ермакович, Г.Э. Гохберг, В.Т. Вышинский, И.В. Мураш // Металлург. 1970.–№8.– С.44-45.
5. Большаков В.И., Ващенко А.П., Величко А.Г. и др. Высоконадёжное металлургическое оборудование в ресурсосберегающих технологиях.–Днепропетровск: Изд-во «Институт технологии», 2000.– 230 с.

Рекомендовано к публикации д.т.н. В.П. Франчуком

УДК 621.771.06

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ В ПРОКАТНЫХ СТАНАХ

Крот П.В.

Институт черной металлургии НАН Украины, Днепропетровск

Розглянуті змінна жорсткість зв'язку у редукторі та фрикційний зв'язок металу з валками як параметричний вплив та можлива причина посилення коливань у лінії приводу прокатного стану.

The variable elasticity in the gearbox couplings and rolls with metal frictional couplings are investigated as a parametric impact and possible cause of vibration amplification in the rolling mills drive line.

Повышенная динамика при прокатке изначально обусловлена спецификой прежде всего самого технологического процесса (постоянные ударные нагрузки), а также тяжелыми условиями эксплуатации прокатного оборудования (увеличенные зазоры в линии привода). Внедрение новых технологий прокатки требует улучшения качества работы и повышения производительности оборудования, что приводит к увеличению нагрузок, усталостному износу и отказам оборудования. В то же время наблюдается тенденция по модернизации электроприводов и более широкому применению компьютерных информационных систем. В этой ситуации для увеличения ресурса оборудования наиболее оправданным и экономически эффективным является разработка и внедрение систем автоматического контроля, включающих дополнительные функции управления для снижения нагрузок и текущей диагностики оборудования, что требует новых подходов к составлению моделей и исследованию колебательных явлений при прокатке.

В соответствии с существующими подходами и методами расчета динамических процессов в прокатных станах [1], линию привода и валковую систему клетки представляют в виде расчетной схемы с небольшим числом приведенных масс и постоянной жесткостью связей между ними с учетом зазоров. С одной стороны, ограничение числа масс оправдано для приближенных оценок и аналитических решений, а с другой стороны, было вызвано ранее низким быстродействием вычислительной техники при расчете многомерных систем, в том числе с нелинейными свойствами.

При построении детерминированных диагностических моделей колебательных процессов в оборудовании необходима более подробная детализация свойств и состава элементов расчетных схем.

При расчете колебаний валковой системы клетки и линии привода необходимо учитывать маховые массы тех элементов оценка состояния (диагностика) которых необходима, и изменение жесткости тех связей, которые могут качественно изменить частотные свойства реальной системы. К ним можно отнести переменную жесткость в зубчатом зацеплении редуктора и шестеренной клетки, периодически разрывающуюся фрикционную связь валков при движении металла в очаге деформации.

Эти воздействия приводят к периодическому изменению собственных частот системы и по своему характеру являются параметрическими возмущениями [2,3]. Даже малые изменения этих параметров при определенных условиях, зависящих от соотношения демпфирования и величины возмущения, с одной стороны могут вызывать усиление колебаний в стане, а с другой стороны эти колебания являются важными диагностическими признаками, так как непосредственно зависят от условий контактного взаимодействия в зубчатом зацеплении и в очаге деформации.

Для двухмассовой системы с одной обобщенной координатой и собственной частотой ω_0 параметрически возбуждаемые колебания обычно описываются уравнением Матье вида:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \omega_0^2 [1 - \mu \cos(\omega_1 t + \psi)] \varphi = 0, \quad (1)$$

где $\mu = \Delta\omega_0 / \omega_0$ – относительное изменение собственной частоты или глубина пульсации параметра, ω_1 – частота изменения (пульсации) параметра. Можно перейти к его стандартной форме путем замены переменных:

$$\omega_1 \cdot t + \psi = 2\tau; \quad \omega_0^2 = a \cdot \frac{\omega_1^2}{4}; \quad \mu = \frac{2\varepsilon}{a}.$$

После подстановки получаем:

$$\frac{d^2q}{d\tau^2} + (a - 2\varepsilon \cdot \cos 2\tau)q = 0 \quad (2)$$

Решениями уравнения (2) являются специальные функции, вид которых определяет области устойчивости системы на диаграмме Айнса-Стретта в координатах a, ε (рис. 1).

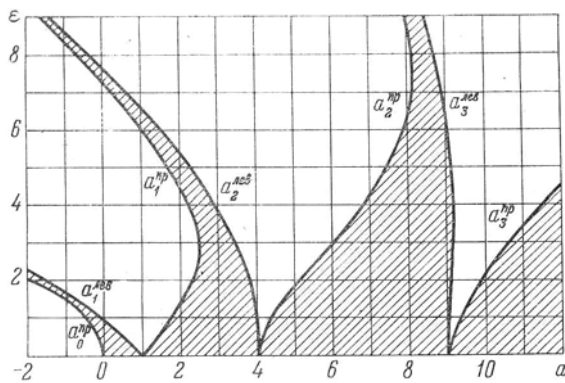


Рис. 1. Диаграмма областей устойчивости системы с параметрическим возбуждением колебаний (диаграмма Айнса-Стретта)

Диаграмма устойчивости симметрична относительно оси a , так как знак ε в уравнении (2) не имеет значения. Условием неограниченного возрастания амплитуды колебаний, т.е. возникновения параметрического резонанса, при сколь угодно малой величине пульсации параметра (точки на оси абсцисс диаграммы) является:

$$n = \frac{2\omega_0}{\omega_1} = 1, 2, 3, \dots, \quad (3)$$

При значительной глубине пульсации параметра μ резонанс может возникать при значениях соотношений частот, лежащих в некотором интервале (не заштрихованные области) около значений из условия (3). Чем больше значение μ , тем шире эти области.

Поэтому частотная отстройка от параметрического резонанса труднее, чем от обычного с внешним возбуждением, так как область неустойчивости может перекрываться доверительным интервалом вычисления центрированной критической частоты.

Линейное демпфирование в системе лишь несколько суживает области неустойчивости, но не способно ограничить возрастание амплитуд колебаний в не заштрихованных областях диаграммы устойчивости. При действии нелинейно-вязких сил сопротивления амплитуды колебаний оказы-

ваются ограниченными. Приближенное значение коэффициента μ , при котором возможно возникновение резонанса порядка n , определяется из соотношения:

$$\mu_* = \left(\frac{\delta}{\pi} \right)^{1/n}, \quad (4)$$

где $\delta = 2\pi h / \omega_0$ – декремент свободных колебаний, h – коэффициент эквивалентного сопротивления (внутреннего трения в материале).

В числе работ, выполненных за последнее время в ИЧМ НАН Украины, были исследования динамических нагрузок в линии привода вертикальных валков слябинга. Привод представляет собой двухступенчатый прямозубый цилиндрический редуктор с разветвленными первыми ступенями. Четыре электродвигателя постоянного тока с независимым возбуждением включены по парал-

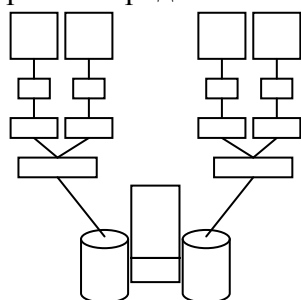


Рис.2. Расчетная схема редукторной линии привода вертикальных валков слябинга

лельной схеме с попарно групповым заданием скорости на каждый валок (первая зона регулирования при постоянном магнитном потоке).

Необходимость исследований была вызвана поломками шестерен и подшипниковых опор, повышенной виброактивностью редуктора даже после установки новых шестерен, в результате чего происходили повторные отказы оборудования.

При составлении математической модели расчетная схема линии привода представлена маховыми массами двигателей, всех шестерен и валков с приведенной массой слитка. Учитывается переменная жесткость связей в зубчатом зацеплении и зазоры (см. рис. 2).

Значения трех первых собственных частот составляют: $\omega_1=155-186$ рад/с, $\omega_2=520-550$ рад/с, $\omega_3=990-1070$ рад/с.

При определенных скоростях прокатки соотношение собственных и зубцовых частот удовлетворяет условию (3). При разгоне стана до номинальной скорости 3 м/с и торможении с последующим реверсом линия привода проходит пять диапазонов скоростей параметрического возбуждения:

$$V_{p1} = r \omega_1 / i Z_{ш} = 0.26 \dots 0.32 \text{ м/с};$$

$$V_{p2} = r \omega_1 / Z_{к} = 0.42 \dots 0.52 \text{ м/с};$$

$$V_{p3} = r \omega_2 / i Z_{ш} = 0.92 \dots 0.97 \text{ м/с};$$

$$V_{p4} = r \omega_2 / Z_{к} = 1.46 \dots 1.54 \text{ м/с};$$

$$V_{p5} = r \omega_3 / Z_{к} = 2.80 \text{ м/с}.$$

где $Z_{ш}$ – число зубьев шестерни, $Z_{к}$ – количество зубьев колеса, r – радиус валков, и i – передаточное отношение редуктора.

На рис. 3 представлен график изменения момента нагрузки в зубчатом зацеплении первой ступени редуктора при разгоне стана. Прохождение через резонансные зоны скоростей сопровождается усилением амплитуды колебаний в зубчатых зацеплениях параллельных ступеней редуктора.

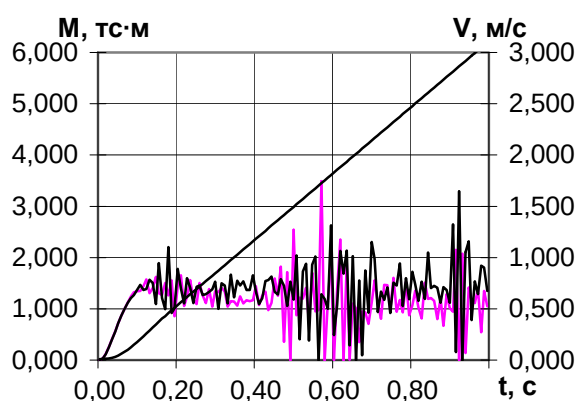


Рис.3. Переходный параметрический резонанс при разгоне привода вертикальной клетки

Перегрузка (коэффициент динамичности) составляет порядка $K = M_{max} / M_{уст} = 3-4$ с переходом через ноль и раскрытием зазоров на некоторых участках. Колебания в шпинделе при этом практически отсутствовали. Наибольшая амплитуда колебаний наблюдалась в зацеплении выходного колеса редуктора при скорости порядка 1,5 м/с. В этом диапазоне происходит совпадение второй собственной частоты (520...550 рад/с) и половины третьей собственной частоты системы (990...1070 рад/с). При торможении стана наибольшие амплитуды наблюдаются на третьей собственной частоте (990...1070 рад/с) и незначительны на низких частотах.

В отношении влияния зазоров на динамику остается не определенным, когда размыкаются зазоры в зубчатых зацеплениях. Ответ на этот вопрос зависит от соотношения статической и динамической составляющей момента сил упругости для конкретного цикла прокатки. Дополнительную неопределенность вносит неизбежный разброс параметров реальных электроприводов (до 5% согласно паспортным данным). Его устраняют путем подстройки магнитного потока двигателей (тока возбуждения) на холостом ходу. При моделировании на рис. 3 задавалась разница в 0,5% магнитных потоков спаренных электродвигателей одного вала, что приводило к раскрытию зазоров ($\Delta=0,5$ мм) в одной из ветвей редуктора при незначительной разнице в статической нагрузке.

Неравномерность зазоров в ветвях редуктора приводит к усилению их влияния по сравнению с симметричным распределением даже в случае, когда их абсолютная величина меньше. В связи с этим необходимо во время ремонтов комплектовать пары шестерен, имеющих наименьшее отличие по износу зубьев.

Особенностью многодвигательного привода является взаимодействие параметрических колебаний в различных ветвях редуктора. Причиной возможного взаимодействия является не синхронность зацепления зубьев промежуточных шестерен с выходным колесом в каждой половине редуктора. Это обусловлено тем, что оси центров вращения шестерен расположены под углом, величина которого не кратна угловому шагу зубьев выходного колеса редуктора. Поэтому в процессе вращения зацепление зубьев шестерен происходит со сдвигом по фазе ψ , от величины которой зависит значение переменной жесткости в каждом из этих зацеплений. При учете сдвига фаз в зацеплении промежуточных шестерен с выходным колесом обнаружено появление противофазных

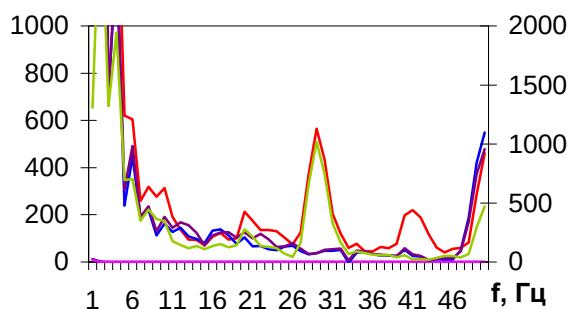


Рис. 4. Спектр сигнала мощности привода вертикальных и горизонтальных валков

колебаний в различных ветвях редуктора привода каждого вала.

Возможность проявления описанных колебаний на реальном объекте зависит от соотношения демпфирования и величины пульсации параметра (жесткости зубчатого зацепления) согласно выражению (4). Затухание в крутильной системе линии привода δ , согласно экспериментальным данным на горячем стане, не превышает 0,3 - 0,6, а предельный коэффициент пульсации μ , достаточный для развития колебаний, не превышает 0,1 - 0,2.

Согласно известным методикам расчета зубчатых передач, в зависимости от окружной скорости шестерен (3-10 м/с), твердости зубьев (HRC 42-52) и класса точности изготовления (7-й класс) динамическая составляющая жесткости изменяется в пределах 5-22% ($\mu = 0,05 - 0,22$). Поэтому реальные величины пульсации в этом редукторе могут превышать критические значения по крайней мере при $n = 1$, т.е. для соотношения частот $2\omega_0 = \omega_1$, когда собственная частота вдвое меньше частоты возбуждения.

Для предварительной оценки процессов, происходящих в линии привода вертикальной клетки, использовались записи токовых нагрузок электроприводов. Записи сигналов охватывали период работы стана в течение восьми месяцев. Обработана информация о 90 циклах прокатки слитков.

Кроме анализа имеющихся первичных данных (токи, напряжения) было получено изменение расчетных параметров (потребляемая мощность, скорость валков) во времени и проведен их корреляционный и спектральный анализ. Частота дискретизации сигналов составляла 100 Гц, максимальный диапазон частот спектра - 50 Гц. Длина выборки и соответствующая задержка автокорреляционной функции обеспечивали погрешность по частоте не более 1 Гц. На рис. 4 приведен характерный спектр мощности приводов. В вертикальной клетке доминирует пик на частоте 29-30 Гц, который можно отнести к первой собственной частоте этой линии. В спектре мощности привода горизонтальных валков (безредукторная линия) доминирует пик на частоте 40 Гц, что соответствует удвоенной первой собственной частоте $\omega_1 = 20$ Гц этой клетки.

Для оценки влияния высших частот диапазона колебаний необходимо провести дополнительные измерения вибрации корпуса редуктора.

Полученные результаты моделирования параметрических колебаний в разветвленном редукторном приводе вертикальных валков слябинга согласуются с данными исследования многодвигательного привода поворота платформы экскаватора [2]. Аналогичные явления могут также иметь

место в многодвигательном приводе наклона конвертора, в шестеренной клетке при колебаниях нагрузки на верхнем и нижнем шпинделе, в замкнутом контуре шестеренная клетка – шпиндели – рабочие валки за счет различной изгибной жесткости шпинделей по двум осям при различных углах наклона и скорости вращения.

Диагностика текущего состояния оборудования предусматривает регистрацию и наблюдение за спектральным составом сигнала вибрации. При правильной интерпретации характерных частот спектра можно определять, в какой области диаграммы устойчивости находится механизм привода. Так как демпфирование на отдельных частотах зависит от условий контактного взаимодействия в зубчатом зацеплении, то наличие или отсутствие отдельных составляющих частотного спектра, вызванных параметрическим возбуждением, и их амплитуда позволяет оценивать состояние механизма.

В настоящее время в ИЧМ разрабатывается малоинерционный аналого-цифровой датчик мгновенной угловой скорости вращения, который позволит регистрировать амплитуду колебаний нагрузки на смежных валах редукторов, что практически не позволяет осуществить в промышленных условиях тензодатчики. Это даст возможность получать дополнительную диагностическую информацию о состоянии редуктора.

Наряду с переменной жесткостью зубчатого зацепления существует еще один вид параметрического возмущения в линии привода – это периодический разрыв фрикционной связи металла с валками в очаге деформации, что приводит к буксованию валков по металлу при захвате на обжимных станах и первых черновых клетях станов горячей прокатки.

На многоклетевых станах холодной прокатки постоянные колебания натяжения полосы при малом обжатии создают условия для разрыва связи полосы с валками и возникновения фрикционных колебаний в очаге деформации. Внешним проявлением фрикционных колебаний являются полосы различной шероховатости, поперечные к направлению прокатки, как на листе, так и рабочих и опорных валках. По принятой терминологии этот дефект и само явление получили название «ребристость» (английское chatter).

Последствиями возникновения вибраций является снижение производительности из-за ограничения скорости прокатки (в том числе не достижение проектной скорости на ряде станов), а также потери, связанные с ухудшением качества поверхности продукции (особенно при производстве жести и автолиста) и обрывами полос.

Начиная с 80-х годов и по настоящее время, исследованию данного явления уделяется достаточно много внимания во многих странах. Большинство авторов исследований считает, что причиной колебаний являются динамические процессы, происходящие при фрикционном взаимодействии полосы с валками в очаге деформации. Их разделяют по диапазонам проявления на низкочастотные (до 128 Гц), среднечастотные (128-256 Гц) и высокочастотные (более 256 Гц).

К числу возможных причин возникновения и развития дефекта и вибрации относят определенное соотношение длин окружностей рабочих и опорных валков, периодические дефекты поверхности при шлифовке рабочих валков, периодическое изменение коэффициента трения за счет температурной нестабильности смазки и другие подходы.

Однако, отсутствует как исчерпывающая теория возникновения колебательных процессов при установившейся прокатке, так и достаточно эффективные рекомендации по их полному устранению на различных станах без снижения производительности.

Общепринятым подходом при составлении уравнений колебательного движения прокатного оборудования является использование уравнения Лагранжа 2-го рода. Это уравнение содержит выражения для кинетической и потенциальной энергии системы, а действие сил трения учитывают условно задаваемой функцией диссипации в виде полинома с падающим и восходящим участком в зависимости от скорости скольжения металла относительно валков в зоне контакта. Тогда уравнения движения интегрируются и описывают автоколебания в системе с трением. При этом не учитывается распределение сил трения в зоне контакта, колебания системы считаются «малыми», происходящими около точки равновесия.

Единственным на сегодняшний день надежным средством борьбы с дефектом «ребристости» из-за внезапно возникающих фрикционных колебаний является снижение скорости прокатки, что уменьшает производительность стана и приводит в свою очередь к нежелательным переходным процессам в межклетевых промежутках при торможении и последующем разгоне стана.

При составлении расчетной схемы стана холодной прокатки или безредукторной линии привода обжимного стана, например в виде трехмассовой системы, крайние массы являются двигателями, а средняя масса – валковой системой. Изменение условий трения между металлом и валками описывают как колебания момента внешней нагрузки, приложенного к средней массе.

Однако, если расчленить валковую систему на две части – нижнюю и верхнюю линии, соединенные через металл фрикционной связью, то колебания трения в очаге деформации можно рассматривать как параметрическое воздействие. При сцеплении фрикционная связь имеет большую жесткость, а при скольжении валков по металлу – меньшую жесткость, что в свою очередь периодически изменяет собственную частоту системы.

В ИЧМ в разные периоды проводилось несколько исследований по анализу причин "ребристости" на различных станах холодной прокатки. В числе прочих подходов рассматривался также и вариант возбуждения за счет изменения жесткости в зубчатых зацеплениях редуктора и шестеренной клетки.

В работах [3-6] для анализа фрикционных колебаний в прокатных станах использован закон сохранения кинетической энергии системы. На его основе получены нелинейные дифференциальные уравнения движения металла как физического тела с учетом работы сил инерции металла, трения и сопротивления деформации в очаге деформации, натяжения полосы.

Изменения сил трения фрикционной связи являются параметрическими колебаниями, которые могут усиливаться при синхронизации с внешними воздействиями в прокатном стане. Это могут быть биения бочек рабочих и опорных валков (эксцентриситет и овальность), нарушение целостности подшипников валков, биения шпинделей, колебания натяжения от смежных клеток и разнотолщинность полосы на входе в клеть.

Анализ результатов экспериментальных исследований высокочастотных вибраций при холодной прокатке позволяет по некоторым признакам с определенной достоверностью утверждать, что они являются параметрическими колебаниями.

Во-первых, амплитуда колебаний нарастает не по линейному закону. Это связано с тем, что для внешнего возбуждения приток энергии при резонансе пропорционален первой степени амплитуды колебаний, а для параметрического возбуждения - квадрату амплитуды колебаний.

Во-вторых, возбуждение возможно в довольно широком диапазоне частот (скоростей прокатки) на разных станах. Для этого необходим лишь достаточный (критический) уровень начальных возмущений, который практически всегда может иметь место в переходных режимах разгона-торможения стана.

В-третьих, частота колебаний (ширина дефектов) практически не зависит от сортамента прокатки. Результаты расчетов на модели показали, что фрикционные колебания имеют вид релаксационных колебаний с различной длительностью полупериодов сцепления и скольжения, соотношение которых практически не зависит от сортамента прокатки, а только от скорости прокатки, условий трения, состояния оборудования.

В-четвертых, для устранения колебаний необходимо большее снижение скорости прокатки, чем это было бы необходимо в системе при силовом резонансе с внешним возбуждением. Учитывая невысокие значения реального демпфирования (декремента затухания) в станах холодной прокатки, которое оценивают при свободных колебаниях в случае разрыва полосы между клетями, можно сказать, что добротность системы достаточно высокая.

Несмотря на сложность проблемы колебаний сил трения при прокатке предложенный подход к их рассмотрению, как параметрических колебаний, позволяет описывать динамику прокатного оборудования в нестационарных условиях работы, когда наступает предельный случай прокатки (полное скольжение металла в очаге) и колебания сил трения уже нельзя считать «малыми», а состояние равновесия системы – единственным.

Нарушение (разрыв) фрикционной связи при горячей и при холодной прокатке происходит по различным причинам, которые обусловлены спецификой технологии прокатки. Но в любом случае результатом будет изменение параметров этих колебаний. В ИЧМ проводятся исследования и разрабатываются аппаратные средства и методы их регистрации, что позволит, с одной стороны, избегать нежелательных перегрузок в оборудовании станов, а с другой стороны, осуществлять технологическую диагностику процесса прокатки.

Библиографические ссылки

1. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
2. Марюта А.Н. Фрикционные колебания в механических системах. – М.: Недра, 1993. – 240 с.
3. Комплексное решение задачи моделирования и диагностики процессов прокатки / А.Н.Марюта, П.В.Крот // Автоматизация и диагностика техпроцессов: Тезисы докл. респ. наук.-техн. конф. 18-20 окт. 1990. – Луцк.-1990. – С.36-37.
4. Диагностика технологического процесса прокатки / А.Н.Марюта, П.В.Крот // Диагностика техпроцессов в машиностроении: Материалы семинара. М.: МДНТП, 1990. – С. 123-126.
5. Marjuta A.N., Krot P.V. High frequency rolling mills chatter – mathematical identification and simulation / 1st International Symposium on “Multi-Body Dynamics Monitoring and Simulation Techniques”. –University of Bradford. UK. 25-27 March 1997. P.407-419.
6. Krot P. Software Aids Cold Rolling. High-Tech MATERIALS Alert // Advanced Materials: their uses and manufacture. – 1998. – V. 14, No. 3. – P. 12.

Рекомендовано к публикации д.т.н. С.Е. Блохиным

УДК 621.52

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙІМАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ НА ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ ЖОРСТКОЇ ВИСОКОЇ СПОРУДИ

Малашенко В.О., Сороківський О.І., Куновський Г.П., Малашенко В.В.
Національний університет “Львівська політехніка”

Исследуется зависимость частот колебаний жесткого высокого сооружения во время его подъема к вертикальному рабочему состоянию. Установлены законы изменения углов наклона канатов к осям металлоконструкций кинематической схемы механизмов и влияние этих углов на величину частот колебаний сооружения, которая закреплена к стреле соединительными канатами. Полученные результаты подаются в виде графиков, который удобен для практического применения.

In the article the researches of oscillation frequencies of rigid high facility are induced during raising it to a vertical working position. The laws of change of angle of leans of cable ropes to axes of metallic structures of a kinematical configuration of gears are established and the influencing of these angles on value of oscillation frequencies of facility, which one is attached to a boom by connecting cable, ropes.

Високі споруди типу бурових вишок, щогл, опор вітряків тощо економічно вигідно повністю монтувати на землі в горизонтальному положенні з наступним їх підйомом до робочого вертикального стану. Для здійснення цього процесу застосовуються підймальні механізми, що включають в себе портал або підйомну стрілу 2, з'єднувальні канати 4 та поліспасти 5. Приводом підйомних механізмів можуть бути електродвигуни 1, дизельні двигуни та безпосередньо тракторна тяга [2, 3]. Підймальний механізм разом з високою спорудою 3 відноситься до пружних систем (рис. 1), що схильні до виникнення в них коливних явищ, особливо на початку руху останньої веденої ланки високої споруди, що монтується.

Покращення плавності підймання можливе за рахунок застосування спеціальних керованих муфт [1] або вибором більш раціональних кінематичних схем підймальних механізмів [2, 3, 4, 5].

Протягом всього періоду підймання високої споруди на величини частот коливань її має суттєво впливають геометричні параметри кінематичної схеми пружної системи. Тому на початку виникає необхідність визначення законів зміни кутів нахилу з'єднувальних канатів до високої споруди γ_3 та стріли γ_2 , а також кута нахилу осі поліспасти до осі стріли γ_1 (Рис. 2) у процесі підймання конструкції.

Початкові значення цих кутів залежать очевидно не тільки від довжин ланок механізму, а і від взаємного розміщення шарнірів, навколо яких обертаються рухомі металоконструкції. На рис. 2 наведено найбільш поширений випадок, коли опора стріли розташована нижче опори високої споруди.

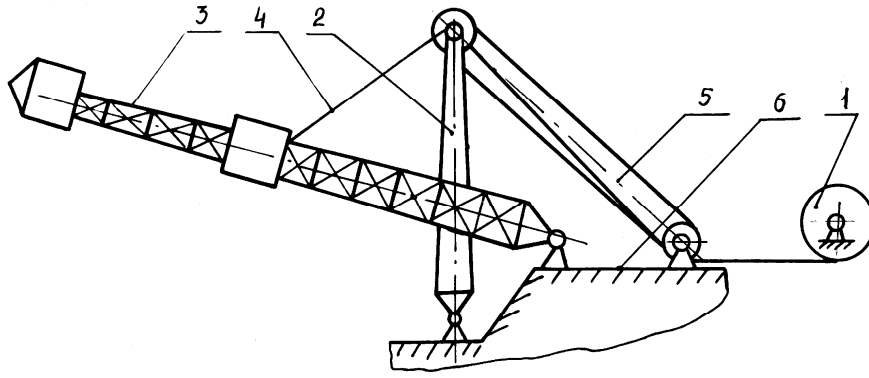


Рис. 1. Принципова схема підіймального механізму

Із рис. 2 є очевидними формули, що описують зміну шуканих кутів $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$, у функції кута повороту високої споруди, що піднімається, доведення яких читач може знайти в роботі [3]:

$$\gamma_1 = \frac{a \sin \psi}{\sqrt{a^2 + h^2 \sin^2 \psi_1 - 2ah \sin \psi_1 \cos \psi}}; \gamma_2 = \arcsin[\Phi \cos(\varphi + \psi_1)];$$

$$\gamma_3 = \arccos \frac{h \cos \gamma_2}{\sqrt{A_1 - 2kl\sqrt{a^2 + b^2} \cos(\varphi + \psi_1)}} + \alpha_2 - \varphi; \quad (1)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{k^2 l^2 + a^2 + b^2}{\cos(\varphi + \alpha_1)}; \psi = \gamma_2 + \gamma_3 + \varphi + \psi_1; \Phi = \frac{l_k^2 + h^2 - k^2 l^2 - a^2 - b^2 + 2kl\sqrt{a^2 + b^2}}{2l_k h};$$

де a – вертикальне зміщення шарніра стріли по відношенню до шарніра споруди; h – висота стріли, що піднімається; b – горизонтальне віддалення рухомих шарнірів; $kl = O_1 A_i$ – відстань від рухомого шарніра до точки закріплення з'єднувальних канатів; $\psi_1 = \arctg(a/b)$.

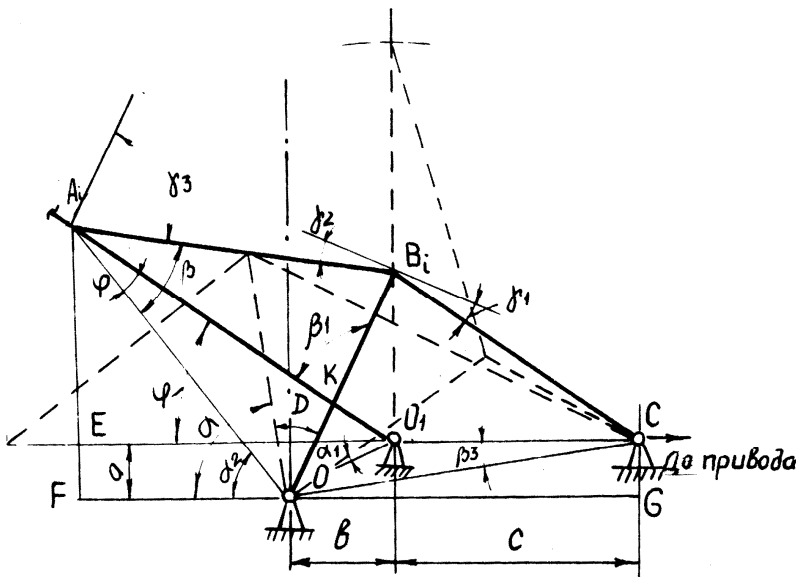


Рис. 2. Кінематична схема підіймального механізму

Геометричні параметри підіймального механізму, м:

Висота підйомної стріли	15,18
Відстань від осі споруди до шарніра стріли	0,925
Віддалення нижнього блока поліспада від шарніра споруди	2,4
Відстань від точки закріплення з'єднувальних канатів до точки O_1 (рис. 2)	24,625
Зміщення опори стріли до вільного кінця споруди	6,25
Довжина вітки з'єднувальних канатів	13,4

За отриманими рівняннями (1) для вихідних даних (табл. 1) підраховано значення шуканих кутів з кроком $\Delta\varphi = 0,14^\circ$, результати яких подано у вигляді графіків на рис. 3, де *a* – залежності кутів γ_1 (крива 1), γ_2 (крива 2) і γ_3 (крива 3) від зміни кута повороту споруди φ_3 для висоти стріли $h = 15$ м; *b* – подібні графіки для $h = 18$ м.

Із отриманих графіків видно, що висота стріли або портала у більшій мірі впливає на характер зміни кута γ_1 (крива 1, рис. 3). Закони зміни кутів γ_2 і γ_3 (криві 2, 3, рис. 3) практично залишаються подібними. Окрім цього висота підйомальної стріли впливає на першопочаткові значення цих кутів. Для даного випадку маємо: $\gamma_1 = 60^\circ$; $\gamma_2 = 29,2^\circ$; $\gamma_3 = 46^\circ$ для висоти стріли $h = 15$ м і $\gamma_1 = 66^\circ$; $\gamma_2 = 34^\circ$; $\gamma_3 = 39^\circ$, якщо висота стріли $h = 18$ м.

Для дослідження ступеня впливу кутів нахилу канатів до металоконструкцій підйомального механізму на частоти коливань високої конструкції, яка закріплена до з'єднувальних канатів і коливається як одне ціле, приймалась трьохмасова розрахункова схема [2]. Математична модель коливань явищ такої системи включає в себе звичайні диференціальні рівняння другого ступеня зі змінними коефіцієнтами. Така спрощена система та математична модель можливі у випадку, коли припустити, що жорсткості високої споруди та стріли значно більші повздовжніх жорсткостей канатів. Тоді кутові переміщення осі споруди, після розв'язування звичайної системи з трьох диференціальних рівнянь [1], характеризуються наступними залежностями:

$$\ddot{\varphi}_3 + a\dot{\varphi}_3 + b\varphi_3 = At + B, \quad (2)$$

$$a \varphi_3 = A_1 \sin k_1 t + A_2 \cos k_1 t + B_1 \sin k_2 t + B_2 \cos k_2 t + A_3 t + B_3,$$

де A, B, A_3, B_3 – сталі інтегрування; A_1, A_2, B_1, B_2 – коефіцієнти, що залежать від основних параметрів механізму; k_1, k_2 – частоти власних коливань високої споруди, що підвішена на з'єднувальних канатах і дорівнюють

$$k_{1,2} = \sqrt{0,5a \pm \sqrt{0,25a^2 - b}}; \quad (3)$$

$$a = \frac{c_1 r_1^2}{I_1} \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2} + \frac{(c_1 \cos \gamma_1 + c_2 \cos \gamma_2) r_2^2}{I_2} + \frac{c_2 r_3^2}{I_3} \cos \gamma_3; \quad (4)$$

$$b = c_1 c_2 \left(\frac{r_1^2 r_2^2}{I_1 I_2} + \frac{r_2^2 r_3^2}{I_2 I_3} \cos \gamma_3 + \frac{r_1^2 r_3^2}{I_1 I_3} \frac{\cos \gamma_3}{\cos \gamma_2} \right) \cos \gamma_1, \quad (5)$$

де c_1, c_2 – зведені жорсткості поліспасти та з'єднувальних канатів; r_1, r_2, r_3 – радіуси інерції відповідних мас; I_1, I_2, I_3 – їх моменти інерції.

Кількісний аналіз залежності частот коливань жорсткої високої споруди від кінематичних кутів проведено чисельним методом за рівняннями (3)...(5) для таких параметрів системи: вага споруди – 58,8 кН; висота стріли – 14 м. На ведучу масу діє рушійний момент – 45,6 кН·м; відстань від центру маси до її рухомого шарніру – 33,4 м.

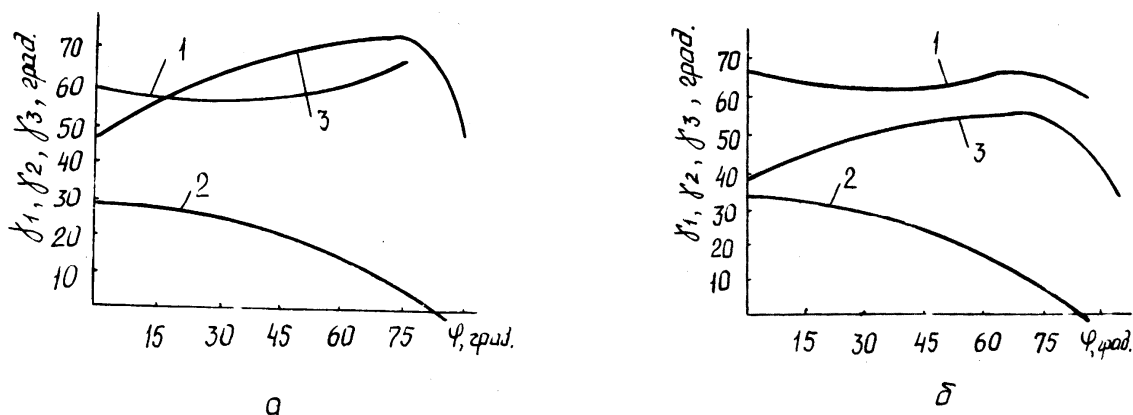


Рис. 3. Залежності кутів $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ від кута повороту високої споруди:
a – для висоти стріли $h = 15$ м; *b* – подібні графіки для $h = 18$ м

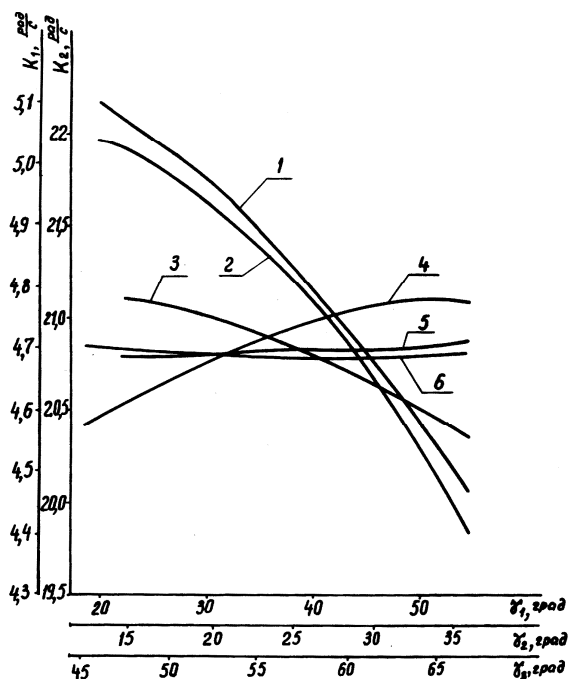


Рис. 4. Залежності частот коливань жорсткої високої споруди від кутів γ_1 , γ_2 , γ_3

Одержані результати наведено на рис. 4, які показують, що кінематичні кути по різному впливають на величини частот коливань високої споруди. Так криві 1, 2 характеризують суттєву залежність відповідно нижньої та вищої частот коливань від зміни кута нахилу γ_1 поліспаста до осі підйомальної стріли. Причому зменшення цього кута веде до інтенсивного збільшення частот коливань. У той час як зміна кутів γ_2 (криві 3, 4) і γ_3 (криві 5, 6) приводить до незначних змін частот коливань, особливо це відноситься до кута нахилу γ_3 з'єднувальних канатів до осі високої споруди.

Із рис. 4 видно, що під час підготовки підйомального механізму до експлуатації вигідно підібрати його кінематичну схему так, щоб значення кутів знаходились у межах: $\gamma_1 = 38 \dots 48^\circ$; $\gamma_2 = 24 \dots 32^\circ$; $\gamma_3 = 56 \dots 65^\circ$.

Це можна здійснювати відповідним вибором взаємного розміщення рухомих шарнірів високої споруди і стріли, а також необхідним віддаленням або наближенням нижнього блока поліспаста.

Бібліографічні посилання

1. Гомішин Я. Застосування існуючих і прогресивних пружних муфт у крутильних коливних механічних системах // Львів: Машинознавство. – №1. – 2001. – С. 41–44.
2. Калинин С.Г., Малащенко В.А. Динамика механизмов подъема высотных сооружений. Львов: Вища школа. 1981. – 142 с.
3. Малащенко В.О., Малащенко В.В., Янків В.В. Про частоти власних коливань механізму підймання високих споруд // Вісн. ХГПУ Подъемно-транспортная техника и технология. 1999. – Вып. 48. – С. 119–125.
4. Малащенко В.О., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Підвищення безпеки підймання високих споруд із горизонтального положення // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2001. – №4. – С. 7–9.
5. Малащенко В.О., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Вплив кратності поліспаста на динамічні навантаження елементів підйомальних систем // Вісн. НУЛП Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні. – № 422. – 2001. – С. 67–70.

Рекомендовано к публикации д.т.н. В.И. Самусей

УДК 621.81 / 539.4 / 669.019

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЯ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Биличенко Г.Н., Белодеденко С.В., Ли Юн Цзинь,
Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск

Розглянуто умови руйнування тонкостінних конструкцій при наявності в них поверхневих тріщин. Встановлено області раціонального застосування холодного і гарячого деформування металу для одержання гнутих елементів конструкцій. Результати роботи спрямовані на створення економічних конструкцій і підвищення безпеки їхньої експлуатації.

Conditions of destruction of thin-walled designs are considered at presence in them of superficial cracks. Areas of rational application of cold and hot metal deformation for reception of the bent elements of designs are established. Results of work are directed on creation of economic designs and increase of safety of their operation.

Вероятностные расчеты элементов конструкций позволяют решить основную проблему машиностроения, заключающуюся в оптимальном сочетании показателей надежности и материалоемкости. Многофакторность зависимости параметров напряженно-деформированного состояния металла в конструкции делает расчет в детерминированной постановке малоперспективным для создания экономичных машин.

В технологическом оборудовании, которое спроектировано при помощи вероятностных методов с расчетом на гарантированную долговечность, обеспечивается снижение материало- и энергоемкости, достигаемое уменьшением запасов прочности и увеличением уровня действующих напряжений.

Наряду с этим, в процессе эксплуатации возрастает риск появления трещин, которые могут быть спровоцированы некачественным изготовлением и монтажом горно-металлургического оборудования, сопровождаемым исходными дефектами (непровары, подрезы, царапины, несплошности и т. п.).

При прежней напряженности деталей, которая определялась допускаемыми напряжениями, такие дефекты обычно не развивались. При общем росте напряженности металла в конструкции и характерных для работы горно-металлургических машин перегрузках возможно распространение исходных дефектов. Поэтому вновь разрабатываемое низкоматериалоемкое оборудование нуждается в более квалифицированном техническом обслуживании и обоснованном подходе к принятию решений по дальнейшей эксплуатации конструкций с трещинами.

Внимание к вопросу живучести конструкций также связано с тем, что действующее оборудование горно-металлургического комплекса (ГМК) в значительном объеме превзошло, нормативные сроки эксплуатации и в элементах базовых конструкций появились усталостные трещины. Применительно к оборудованию ГМК методы механики разрушения применялись для определения максимальных размеров литейных дефектов прокатных валков толстолистовых станов [1], для оценки живучести кожуха шахт доменных печей, что позволяет обоснованно выбирать марку стали для их изготовления и планировать объем ремонтных мероприятий по поддержанию безопасности [2, 3]. Однако круг объектов, которые функционируют при наличии трещин в конструкциях более широк. Это кожуха металлургических агрегатов, стенки трубопроводов, балки несущих конструкций, короба грохотов и др., где трещины длительное время являются поверхностными, развивающимися в тонкостенных (до 40 мм) массивах металла. Как правило, использование методов линейной механики разрушения для таких конструкций некорректно [2, 3].

Сложность прогнозирования роста поверхностных трещин в тонкостенных конструкциях связана с тем, что а) изменяющееся в процессе нагружения соотношение полуосей трещин затрудняет использование зависимостей, описывающих диаграмму усталостного разрушения; б) развитые пластические деформации перед фронтом трещины ведут к непостоянству взаимосвязи между критическими напряжениями и размерами трещины, вследствие зависимости критического коэффициента интенсивности напряжений (КИН) от глубины трещины. По отдельности указанные проблемы могут решаться а) путем введения в уравнение диаграммы усталостного разрушения аналитической зависимости изменения параметров формы трещины; б) использованием силовых двухпараметрических критериев в виде пределов трещиностойкости.

В этом аспекте были проведены исследования развития поверхностных трещин в горячекатаной стали 3 пс ($\sigma_{\text{в}} = 410$ МПа, $\sigma_{\text{т}} = 292$ МПа, $\psi = 51\%$). Образцы для испытаний на циклический изгиб представляли полосу сечением 60×8 мм, поверхность которой не обрабатывалась механически. Таким образом, образец представлял фрагмент натурной конструкции, имитировавшей состояние материала в сортовом прокате или листе.

Поверхностные трещины образовывались на широкой стороне сечения полосы в процессе усталостных испытаний. Результаты испытаний при коэффициентах асимметрии цикла $R \leq 0,1$ и $R = 0,3$ позволили получить единое уравнение кривой усталости для размахов напряжений, поскольку установлено, что долговечность балок несущих конструкций инвариантна и фактору асимметрии цикла.

Поверхностные трещины обычно представляют как полуэллиптические (центральные) или четверть эллиптические (краевые) с соотношением полуосей c/a , где c – глубина трещина, a – её полудлина или длина (для краевой). Площадь схематизированной трещины должна быть эквива-

лентной реальному дефекту. В результате проведенных испытаний удалось установить особенности роста поверхностных трещин при изгибе. Центральные трещины при обнаружении (а это начальный участок диаграммы усталостного разрушения) имели соотношение $c/a = 0,5 - 1$, что вдвое превышает этот показатель для краевых трещин. С ростом числа циклов нагружения соотношение c/a убывает для центральных трещин, а для краевых трещин оно незначительно увеличивается (рис.1).

Циклическое нагружение ведет к тому, что независимо от исходной формы, критическая форма трещины стремится к соотношению $c/a = 0,35 - 0,40$.

При относительных глубинах поверхностных трещин $c/h < 0,2$ разрушение происходит подобно разрушению в сплошном материале. Об этом свидетельствует совпадение кривых критических σ_c для нетто- и брутто-напряжений (рис.2). Следовательно, мелкие трещины не влияют на сопротивление материалов статическими нагрузками. Но такие трещины растут при циклическом нагружении.

При величине $c/h > 0,25$ критические брутто-напряжения начинают интенсивно убывать с увеличением размера трещин, а критические нетто-напряжения возрастают (рис.2). В этой области размеров трещин рост нагрузки ведет к квазихрупкому разрушению.

При величинах $c/h > 0,8$ в сечении образуется пластический шарнир, полоса теряет устойчивость и разрушения не происходит, поскольку в тонких стержнях при изгибе не удастся получить больших деформаций. Для образования вязкого разрушения необходимы не столько большие нагрузки, сколько большие деформации.

С падением критических напряжений δ с происходит рост пределов трещиностойкости I_c (рис.3), которые вычисляются как КИН для соответствующих размеров поверхностной трещины. Данная зависимость обычно представляется в виде:

$$K_c^* = I_c / [1 - (\sigma_c / \sigma_B)^n]^{1/2},$$

Которая для рассматриваемого случая справедлива при $n=6$ и при критической КИН для условий плоской деформации

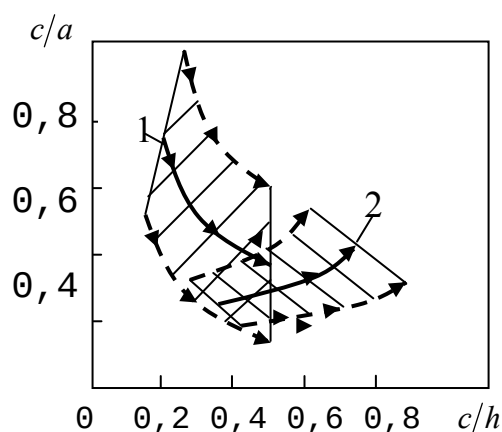


Рис.1. Изменение параметров центральных (1) и краевых (2) поверхностных трещин при циклическом изгибе полосы

$$K^*c = 48 \text{ МПа} \cdot \sqrt{м}.$$

Результаты испытаний полос размером $h = 18$ мм. (толщина) и $b = 60$ мм (ширина) можно обобщить на элементы конструкций такой же толщины, но другой ширины. Это производится через инвариантную меру трещиностойкости $\lambda_c = I_c / \sqrt{b}$ (рис.3).

Скорость роста трещин (СРТ) связана с действующим КИН системным уравнением Пэриса. Универсальность этого уравнения ограничивается формой фронта трещин: при одинаковой её глубине КИН в условиях прямого фронта выше, чем для эллиптического фронта. Поэтому СРТ сквозной трещины выше, чем поверхностной.

Вследствие изменения фронта трещины в процессе циклического нагружения СРТ относительно слабо зависит от КИН и показатель степени в уравнении Пэриса, полученный нами для роста поверхностных трещин при изгибе равен $n=6$ (против $n=2...4$, получаемых для стандартных условий). Кроме этого, на величину самого КИН поверхностной трещины номинальные напряжения влияют более существенно, чем это происходит для трещин с прямым фронтом. Следовательно, для перехода поверхностной трещины при упругопластическом деформировании (нелинейная механика) в критическое состояние необходимо увеличение нагрузки, поскольку при стационарном циклическом нагружении такая трещина, как правило, трансформируется в боковую.

Поэтому оценка СРТ поверхностных трещин актуальна для конструкций, отказ которых происходит без подобной трансформации. К ним относятся стенки труб и кожуха агрегатов, где превращение трещин в сквозную ведет к разгерметизации, а также плоские конструкции малой ширины, где с ней сравнима длина полуэллиптической трещины. Разрывы поверхности появляются в наиболее опасных местах, которыми очень часто оказываются изогнутые участки. Например, на криволинейном участке происходит разрушение труб охлаждения крупногабаритных модулей

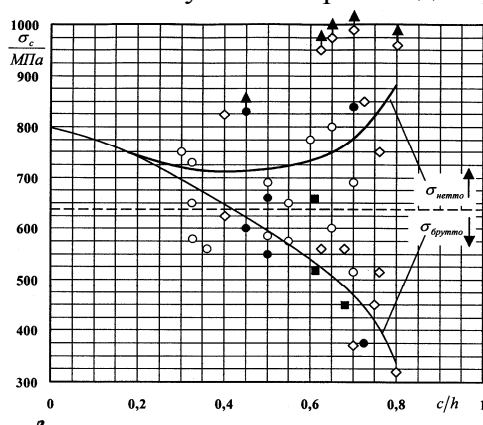


Рис.2. Зависимость критических напряжений от глубины трещины (обозначения соответствуют различному структурному состоянию металла в полосе)

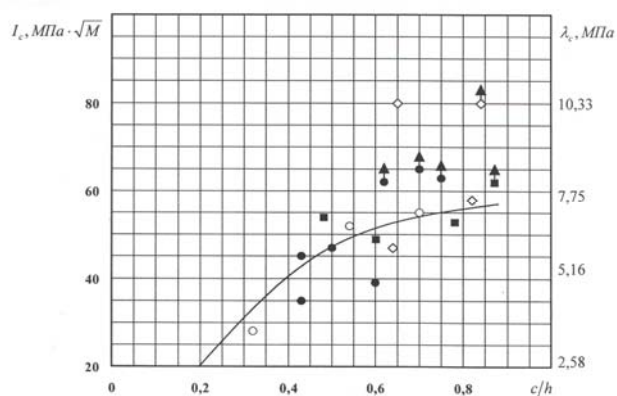


Рис.3. Пределы трещиностойкости стали ст.3пс

доменных печей [2]; замковые соединения шахтной металлокрепии в виде хомута разрушаются от трещин усталости на изгибе ушка фигурной планки [4].

Широко распространенные гнутые элементы конструкций (гибы) могут быть получены горячим или холодным деформированием металла. Общеизвестно, что горячедеформированные гибы обладают более точными геометрическими формами (радиусгиба, толщина стенки) и являются более надежными. Если точность размеров горячедеформированных гибов довольно ясно объясняется более низкими напряжениями пружинения, то причины их повышенной надежности неоднозначны. Неясно, какие механические свойства благоприятно меняются при горячей гибке металла. Выяснение причин такого эффекта позволит установить условия эксплуатации, где горяче-гнутые элементы конструкций смогут проявить свои более высокие свойства, а где выгодно использовать менее дорогостоящие холодногнутые элементы.

Кроме этого, холодногнутые элементы предпочтительнее использовать для конструкций из легированных сталей, где деформационный нагрев может привести к снижению сопротивляемости температуре и агрессивной среде.

Разницу в поведении при эксплуатационных нагрузках горяче- и холоднодеформированных гибов анализировали с позиций механических и структурных факторов (табл. 1).

Таблица 1. Сравнительная характеристика горячегнутого (ГГ) и холодногнутого (ГХ) гибов полосы

Факторы	Показатели	ГГ.	ГХ
Механические	Остаточные напряжения	0	195 МПа
	Статическое повреждение	0,10	0,48
	Предварительная деформация	0,24	0,24
Структурные	Размер зерна	№8	№5
	Состояние поверхностных слоев	окалина	наклеп, риски
	Поврежденность структуры	-	деформация зерен, микропоры

Экспериментальная проверка влияния приведенных факторов показала, что способ деформирования горячекатаной сортовой стали влияет на трещиностойкость гнутого элемента конструкции. Именно изменения этого свойства ведет к снижению надёжности холоднодеформированных гибов проката. Причина этого явления связана с повреждением структуры металла в этих местах. Холодная гибка проката до 1,5 раз снижает критические характеристики трещиностойкости и оказывает несущественное влияние на долговечность до зарождения трещин.

На основании этого можно установить области рационального применения холодно- и горячедеформированных гибов. При низких нагрузках и упругом деформировании для конструкций, имеющих незначительный ресурс целесообразно изготавливать гибы холодным деформированием. В этом случае оптимальная степень деформации может улучшить сопротивление много цикловой усталости. При высоких нагрузках, а также для ответственных конструкций большого ресурса следует использовать горячедеформированные гибы. В таких условиях увеличивается вероятность появления трещин и важно не допускать снижения характеристик трещиностойкости.

Библиографические ссылки

1. Большаков В.И. Нагрузки и прочность металлургического оборудования // Физ. - хим. механика материалов. – 2001. – №2 – С.149-156.
2. Чеченёв В.А. Крупногабаритные охлаждаемые модули шахт доменных печей – Днепропетровск: Сист. технологии, 1999. – 101 с.
3. Белодеденко С.В., Чеченев В.А., Прокофьев В.Н. Прогнозирование роста поверхностных трещин в кожухе шахты доменной печи // Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций. – К.: ИПП НАН Украины, 2000. – С.871–876.
4. Влияние некоторых технологических факторов на работоспособность соединительных элементов шахтной металлургии / В.И. Большаков, А.Н. Лукьянскова, Р.Б. Лесовицкая, С.В. Белодеденко // Металлург. и горнорудная пром-сть. – 1994. – №2. – С.34-36.

Рекомендовано к публикации д.т.н. С.Е. Блохиным

УДК 621.784.9.

МОДИФИЦИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Дидык Р. П., Лоскутов Д. В.,
Национальный горный университет, Днепропетровск

Описано спосіб зміцнювально-чистої обробки, що дозволяє шляхом модифікування поверхневих шарів деталі трибологічними порошковими складами досягти поліпшення чистоти поверхні і значного підвищення ступеня зміцнення поверхневого шару.

In the article is described the way of a of hardening machining, that permit to achieve improvement of a surface figure and considerable heightening of hardening degree of surface layer parts through modification surface by the tribological powder compounds.

Качество поверхностного слоя оказывает большое влияние на характеристики внешнего трения и износа, развитие усталостных явлений, коррозию, КПД машин, возникновение шумов и на другие параметры и характеристики машин. Поэтому надежность и долговечность машин и механизмов в значительной степени зависит от качества поверхностного слоя деталей.

Для улучшения качества поверхности широко и эффективно применяется упрочняюще-чистовая обработка поверхностным пластическим деформированием (ППД). Способы упрочняюще-чистовой обработки, не требующих после себя дополнительной механической обработки, такие как обкатывание шаром, роликом, поверхностное дорнование, алмазное выглаживание и др., по характеру воздействия на поверхностный слой детали являются статическими и ввиду относительно малых давлений и скоростей деформации они малоэффективно влияют на состояние и структуру поверхностных слоев детали и не позволяют достаточно полно использовать способность металлов к упрочнению [1].

Наибольшей упрочняющей способностью, ввиду импульсного характера воздействия на поверхность, обладает упрочняюще-чистовая обработка ультразвуковым инструментом. Безабразивная ультразвуковая обработка позволяет, в зависимости от свойств обрабатываемого металла и режимов обработки, повысить микротвердость поверхностного слоя на 20-120 %, снизить шероховатость поверхности в 1,5-6 раз, повысить износостойкость, контактную выносливость и долговечность детали в 1,5-2 раза [2].

Недостатком данного способа обработки является недостаточная степень упрочнения и тем самым незначительное повышение эксплуатационных характеристик деталей машин и механизмов.

Известно, что основными характеристиками, определяющими качество поверхностного слоя, получаемыми в результате упрочняюще-чистовой обработки, являются степень и глубина наклепа ΔH и h , шероховатость поверхности R_a , величина остаточных макронапряжений сжатия $\sigma_{\text{сж}}$, микроструктура, а также эксплуатационные свойства (износостойкость z_u и усталостная прочность y_{-1}).

С целью улучшения этих показателей предлагается новый способ упрочняюще-чистовой обработки деталей, включающий безабразивную ультразвуковую обработку с одновременным насыщением поверхностных слоев детали трибологическими порошковыми составами на основе серпентина – геомодификаторами трения (ГМТ) [3].

Предлагаемый способ позволяет достичь повышения микротвердости поверхности в 1,5-3,5 раза, благоприятного ее распределения по глубине наклепанного слоя (на глубину до 500 мкм), снижения шероховатости поверхности в 2,5-10 раз, увеличения износостойкости детали в 4-10 раз.

Технология модифицирования поверхности геомодификаторами трения с использованием энергии ультразвука состоит в следующем. Обрабатываемая деталь (после точения или шлифования) устанавливается в патроне станка. Далее на поверхности детали, которые необходимо обработать, наносят трибологический порошковый состав, втирая его в поверхность так, чтобы он заполнил все микровпадины, имеющиеся на поверхности детали. Сухой геомодификатор подается на вращающуюся с небольшой скоростью деталь при помощи специального приспособления в виде вилки или фетрового ролика. После того, как ГМТ был нанесен на поверхность обрабатываемой детали, на станок устанавливают ультразвуковое оборудование. Ультразвуковую головку зажимают в суппорте станка, с помощью которого осуществляют подачу инструмента вдоль образующей и обеспечивают силу прижатия ультразвуковой головки к детали во время обработки. Ультразвуковую головку подключают к ультразвуковому генератору и системе охлаждения. Затем производят ультразвуковую обработку, в результате которой одновременно происходит пластическая деформация поверхности и насыщение поверхностного слоя детали геомодификаторами трения.

Детали, имеющие цилиндрическую поверхность, обрабатывают на токарно-винторезных станках, при более сложной форме деталей используют специальные станки с более сложной кинематикой движения (строгальные, шлифовальные и др.)

Режимы обработки (частоту вращения детали n , подачу S_z , усилие прижима F_N , число проходов i , частоту ω и амплитуду ξ_m колебаний инструмента) выбирают также, как и при обычной ультразвуковой обработке, в зависимости от свойств обрабатываемого материала, геометрических размеров детали, жесткости системы СПИД, исходной твердости и шероховатости поверхности, необходимого после обработки качества поверхности [4].

В процессе обработки под действием ультразвука происходит наклеп поверхности и частиц ГМТ, находящихся во впадинах микронеровностей обрабатываемой поверхности. При наклепе твердых составляющих геомодификатора трения частично происходит их распад, в результате которого выделяются мельчайшие частицы новых структурных образований которые, попав на плоскости скольжения, блокируют развитие сдвигов. Это приводит к существенному повышению

плотности дислокаций, увеличению степени наклепа и как следствие к значительному увеличению твердости поверхности. Структурные изменения, происходящие в поверхностных слоях обработанных таким способом изделий, приводят к значительному повышению их эксплуатационных характеристик.

С целью определения эффективности предлагаемого способа упрочняюще-чистовой обработки деталей была проведена обработка деталей из стали 45 (180-190 НВ) с последующими исследованиями основных характеристик качества поверхностного слоя. Ультразвуковая обработка валов $\varnothing 50$ мм с использованием ГМТ и без него производилась на токарно-винторезном станке 16К20 на следующих режимах:

- усилие прижима инструмента к детали $F_N = 200$ Н;
- подача $S_z = 0,08$ мм/об;
- число оборотов $n = 710$ об/мин;
- число проходов $i = 1$;
- рабочая частота $\omega = 22,0$ кГц;
- амплитуда колебаний $\xi_m = 5$ мкм.

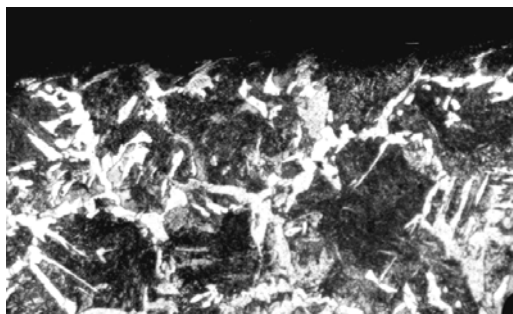


Рис. 1. Микроструктура поверхностей образцов ($\times 500$) в исходном состоянии (после токарной обработки)

До и после обработки были проведены исследования микроструктуры поверхностного слоя, произведены замеры поверхностной микротвердости и шероховатости поверхности, проведены испытания образцов на износ.

Микроструктурный анализ исходного состояния поверхностного слоя деталей (рис. 1) показал, что исходная сталь 45 имеет крупнозернистую феррито-перлитную структуру, однородную по всему сечению детали.

Анализ микроструктур поверхностного слоя деталей после обработки показал, что на образцах обработанных безабразивной ультразвуковой обработкой (рис. 2а) и по предлагаемому способу (рис. 2б) зерна у поверхности несколько мельче, заметно изменилась ориентировка зерен в поверхностной зоне, они несколько вытянулись в направлении

главной деформации. Феррит, как более мягкая составляющая вытеснен с поверхности. Глубина деформированного слоя составляет 50-120 мкм.

Поверхностный слой детали, обработанной по предлагаемому способу (с применением ГМТ), имеет более однородную структуру с большей степенью деформации, что, очевидно, способствует повышению степени упрочнения поверхности.

Измерение микропрофиля поверхностей детали (рис. 3) дали следующие результаты: шероховатость поверхности после безабразивной ультразвуковой обработки уменьшилась в 3,5 раза, после обработки с ГМТ – в 6 раз.



а



б

Рис. 2. Микроструктура поверхностей образцов ($\times 500$): а – после обработки ультразвуком; б – после совместной обработки ультразвуком и геомодификатором трения

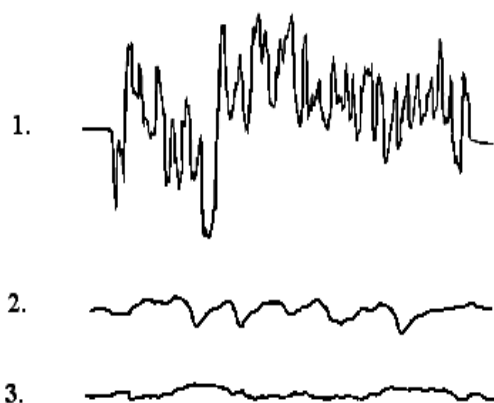


Рис. 3. Профилограммы поверхностей вала (увеличение по вертикали - 500, по горизонтали - 25000): 1 – исходное состояние; 2 – после обработки ультразвуком; 3 - после совместной обработки ультразвуком и геомодификатором трения

Рис.4. Характеристики износа образцов: 1 - обработанных шлифованием; 2 - обработанных безабразивной ультразвуковой обработкой; 3 - обработанных безабразивной ультразвуковой обработкой совместно с ГМТ

Также было отмечено повышение микротвердости поверхности.

В результате обработки твердость поверхности упрочненной ультразвуком повысилась в 1,6-2 раза, после обработки комбинированным способом – в 2,5-3 раза. Численные результаты измерений приведены в табл. 1.

Испытания на износ шлифованных образцов, образцов обработанных ультразвуком и образцов обработанных ультразвуком совместно с геомодификатором трения (рис. 3) показали, что применение безабразивной ультразвуковой обработки позволяет повысить износостойкость стали 45 в 1,6-2 раза, а обработки по предлагаемому способу (с использованием ГМТ) – в 4,5-5 раз.

Высокая эффективность ультразвуковой обработки совместно с ГМТ достигается при обработке высокопрочных и закаленных сталей твердостью HRC 50-65, конструкционных сталей, как в состоянии поставки, так и после термической обработки, цветных металлов и сплавов, серого и других материалов.

Таблица 1. Результаты измерений качества поверхности

Показатели	Исходное состояние	Ультразвуковая обработка	Ультразвуковая обработка с ГМТ
Шероховатость поверхности Ra , мкм	3,7	0,97	0,6
Микротвердость поверхности HV, кг/мм ²	180-200	320-360	500-540
Глубина упрочненного слоя, мкм	-	50-70	70-120

Применение безабразивной ультразвуковой обработкой совместно с ГМТ позволяет упрочнять гладкие и ступенчатые валы, шейки и галтели коленчатых валов, поршневые пальцы, штоки гидрокрепей, калибры и пуансоны, твердосплавные инструменты, беговые дорожки подшипников и другие детали.

Использование предлагаемого способа обработки позволит исключить из процесса обработки длительную операцию шлифования, сократить время на переустановку и транспортировку деталей, в большинстве случаев исключить упрочняющие операции, такие как термическая и химико-термическая обработки, легирование стали, применение износостойких наплавов и покрытий и

др.

Библиографические ссылки

1. Муханов И.И. Импульсная упрочняюще-чистовая обработка ультразвуковым инструментом. – М.: Машиностроение, 1978. – 45 с.
2. Марков А.И. Ультразвуковая обработка металлов. – М.: Машиностроение, 1980. – 237 с.
3. Половинкин В.Н., Лянной В.Б., Лавров Ю.Г. Антифрикционная противоизносная добавка в смазочные материалы минерального происхождения (геомодификатор трения) // Электронный журн. "Трение, износ и смазка". –1999. – Т.1, № 1. – 8 с.
4. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.

Рекомендовано к публикации д.т.н. С. Е. Блохиным